

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Svislý soustruh na opracování železničních kol

Vertical Lathe for Railway Wheels Machining

Student:

Bc. Vojtěch Látal

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Adresa trvalého pobytu autora práce:

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LÁTAL, V. *Svislý soustruh na opracování železničních kol : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2010, 64 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem svislého soustruhu na opracování železničních kol. Na počátku jsou shrnuty základy technologie soustružení. Je provedena charakteristika stroje a obrobku. Nejdůležitější části stroje jsou podrobněji popsány. Řešení pohonu a uložení je navrženo ve více variantách. Na základě zhodnocení je vybrána optimální varianta.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

LÁTAL, V. *Vertical Lathe for Railway Wheels Machining : Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2010, 64 p. Thesis head: Fries, J.

Master thesis is dealing with engineering design of vertical lathe for railway wheels machining. At the beginning are summarized principles of turning technology. The machine and workpiece characteristics is made. The most important parts of the machine are described in more detail. Solution of drive and bearing deposit is designed in more variants. On the basis of evaluation is chose an optimal variant.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení.....	8
1 Úvod.....	12
2 Technologie soustružení.....	13
2.1 Souřadnicový systém.....	15
2.2 Síly při soustružení.....	16
2.3 Teplo při obrábění.....	17
2.4 Chvění při obrábění.....	17
3 Obráběcí stroje.....	18
3.1 Požadavky kladené na stroj.....	18
3.2 Tuhost stroje.....	19
3.3 Teplotní stabilita.....	19
4 Charakteristika svislých soustruhů.....	20
5 Charakteristika železničního kola.....	21
6 Základní parametry stroje.....	22
6.1 Řezná síla.....	22
7 Návrh sestavy stroje a popis hlavních stavebních skupin.....	23
7.1 Rám.....	23
7.1.1 Lože.....	24
7.1.2 Stojany a příčník.....	25
7.2 Vedení.....	26
7.3 Suport a smykadlo.....	26
7.3.1 Mechanismus pro pohyb suportu.....	27
7.3.2 Mechanismus pro pohyb smykadla.....	28
7.4 Upínací deska.....	29
7.5 Sklíčidlo.....	29
8 Návrh náhonu upínací desky se sklíčidlem.....	30
8.1 Návrh pohonu.....	30
8.2 Uspořádání pohonu.....	31
8.3 Zvolené řešení pohonu.....	33
8.4 Výpočet parametrů pohonu.....	34
8.5 Parametry motoru a převodovky.....	36
8.6 Výpočet ozubeného věnce a pastorku a výpočet kuželových kol.....	37
8.7 Návrh a kontrola předlokové hřídele.....	39

8.7.1 Průběh ohybových momentů a reakce v uložení.....	40
8.7.2 Určení statické bezpečnosti.....	41
8.7.3 Určení dynamické a výsledné bezpečnosti.....	43
8.8 Spojení předlohové hřídele s ozubenými koly.....	46
8.9 Uložení předlohové hřídele.....	47
8.9.1 Trvanlivost soudečkového ložiska.....	47
8.9.2 Trvanlivost válečkového ložiska.....	48
9 Návrh uložení upínací desky se sklíčidlem.....	50
9.1 Zatížení.....	50
9.2 Typ uložení.....	51
9.3 Uspořádání a typ ložisek.....	51
9.4 Charakteristika vybraných typů ložisek.....	55
9.5 Zvolené řešení uložení.....	55
9.6 Rozměry a parametry navržených ložisek.....	56
9.7 Výpočet trvanlivosti ložisek.....	57
9.7.1 Trvanlivost axiálního kuličkového ložiska	58
9.7.2 Kontrola minimálního axiálního zatížení axiálního kuličkového ložiska.....	59
9.7.3 Trvanlivost kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem.....	59
10 Diskuze výsledků a závěr.....	61
11 Použitá literatura.....	63
12 Přílohy.....	64

Seznam použitého značení

Označení	Jednotka	Význam
A	-	součinitel minimálního zatížení ložiska
a_1	-	součinitel spolehlivosti
a_{SKF}	-	součinitel teorie trvanlivosti podle SKF
B	mm	celková šířka ložiska
C	kN	základní dynamická únosnost ložiska
C_0	kN	základní statická únosnost ložiska
D	mm	průměr
d	mm	průměr
d'	mm	předběžná velikost nejmenšího průměru hřídele
d_m	mm	střední průměr ložiska
D_{max}	mm	maximální průměr výkovku železničního kola
D_s	mm	střední průměr
D_{ud}	mm	průměr upínací desky
e	-	výpočtový součinitel
F	N	řezná síla
f	$mm \cdot ot^{-1}$	posuv
f	$mm \cdot min^{-1}$	posuv
f	mm	zkosení hran drážek
F'	N	řezný odpor
f'	mm^2	účinná plocha boků drážek na 1 mm délky
F'_c	N	řezná (tangenciální) složka řezného odporu
F'_f	N	posuvová (axiální) složka řezného odporu
F'_p	N	pasivní (radiální) složka řezného odporu
F_a	N	axiální síla
F_{a1}	N	axiální síla v ozubení
F_{a2}	N	axiální síla v ozubení
F_c	N	řezná (tangenciální) složka řezné síly
F_f	N	posuvová (axiální) složka řezné síly
F_{N1}	N	normální síla v ozubení
F_{N2}	N	normální síla v ozubení
F_{N3}	N	normální síla v ozubení
F_{N4}	N	normální síla v ozubení

F_o	N	obvodová síla
F_{ob}	N	zatížení od hmotnosti obrobku
F_p	N	pasivní (radiální) složka řezné síly
F_r	N	radiální síla
F_{r1}	N	radiální síla v ozubení
F_{r2}	N	radiální síla v ozubení
F_{r3}	N	radiální síla v ozubení
F_{r4}	N	radiální síla v ozubení
F_{t1}	N	obvodová síla v ozubení
F_{t2}	N	obvodová síla v ozubení
F_{t3}	N	obvodová síla v ozubení
F_{t4}	N	obvodová síla v ozubení
F_{ud}	N	síla od hmotnosti upínací desky
h	mm	přísuv (hloubka řezu)
H	mm	celková výška ložiska
i_{max}	-	minimální převodový poměr
i_{min}	-	maximální převodový poměr
k_d	-	součinitel dynamické bezpečnosti
k_{dmin}	-	minimální hodnota součinitele dynamické bezpečnosti
k_s	-	součinitel statické bezpečnosti
k_{smin}	-	minimální hodnota součinitele statické bezpečnosti
k_τ	-	součinitel bezpečnosti z krut
$k_{\tau min}$	-	minimální hodnota součinitele bezpečnosti z krutu
l	mm	délka drážkování
L_{10}	mil. ot.	základní trvanlivost ložiska
L_{nm}	mil. ot.	trvanlivost ložiska
L_{nmh}	hod	trvanlivost ložiska
M_k	N·m	krouticí moment
M_{k3}	N·m	krouticí moment
m_{max}	kg	přípustná hmotnost polotovaru obrobku
M_o	N·m	ohybový moment
$M_{sk\ max}$	N·m	maximální moment na sklíčidle
m_{ud}	kg	hmotnost upínací desky se sklíčidlem
n_{max}	ot·min ⁻¹	maximální otáčky sklíčidla
n_{min}	ot·min ⁻¹	minimální otáčky sklíčidla

n_{st}	$ot \cdot min^{-1}$	střední otáčky sklíčidla
p	MPa	měrný tlak
P	kN	ekvivalentní dynamické zatížení
p	-	exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska
p_D	MPa	dovolený měrný tlak
P_N	kW	výkon náhonu
P_u	kN	mezní únavové zatížení
q	-	součinitel vrubové citlivosti
R	-	rozsah otáček
R_A	N	reakce
R_{AX}	N	reakce
R_{AY}	N	reakce
R_{AZ}	N	reakce
R_B	N	reakce
R_{BX}	N	reakce
R_{BY}	N	reakce
R_e	MPa	mez kluzu
R_m	MPa	mez pevnosti
$u_{1,2}$	-	převodový poměr
$u_{3,4}$	-	převodový poměr
v_c	$m \cdot min^{-1}$	řezná rychlost (rychlost hlavního pohybu)
v_e	$m \cdot min^{-1}$	rychlost řezného pohybu
v_f	$m \cdot min^{-1}$	rychlost posuvu
W_k	mm^3	modul průřezu v krutu
W_o	mm^3	modul průřezu v ohybu
Y_2	-	výpočtový součinitel
z	-	počet drážek
z_1	N	počet zubů v ozubení
z_2	N	počet zubů v ozubení
z_3	-	počet zubů
z_4	-	počet zubů
α_o	-	tvarový součinitel
β_o	-	vrubový součinitel pro ohybové napětí
ε_v	-	součinitel velikosti
η_c	-	součiniteli znečištění

η_p	-	součinitel jakosti povrchu
κ	-	viskozni poměr
ν	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	skutečná provozní viskozita maziva
ν_1	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání
σ_o	MPa	ohybové napětí
σ_{oc}	MPa	mez únavy pro ohyb
σ_{oc}^*	MPa	mez únavy pro ohyb reálné součásti
σ_R	MPa	redukované napětí
τ_k	MPa	krut
τ_{kD}	MPa	dovolené namáhání krutem

1 Úvod

V diplomové práci je navržena celková konstrukce svislého soustruhu s popisem nejdůležitějších částí stroje. Práce je zaměřena na návrh pohonu a uložení upínací desky. Konstrukce pohonu a uložení nabízí více variant řešení. Volba optimální varianty je provedena na základě zhodnocení po technicko ekonomické stránce.

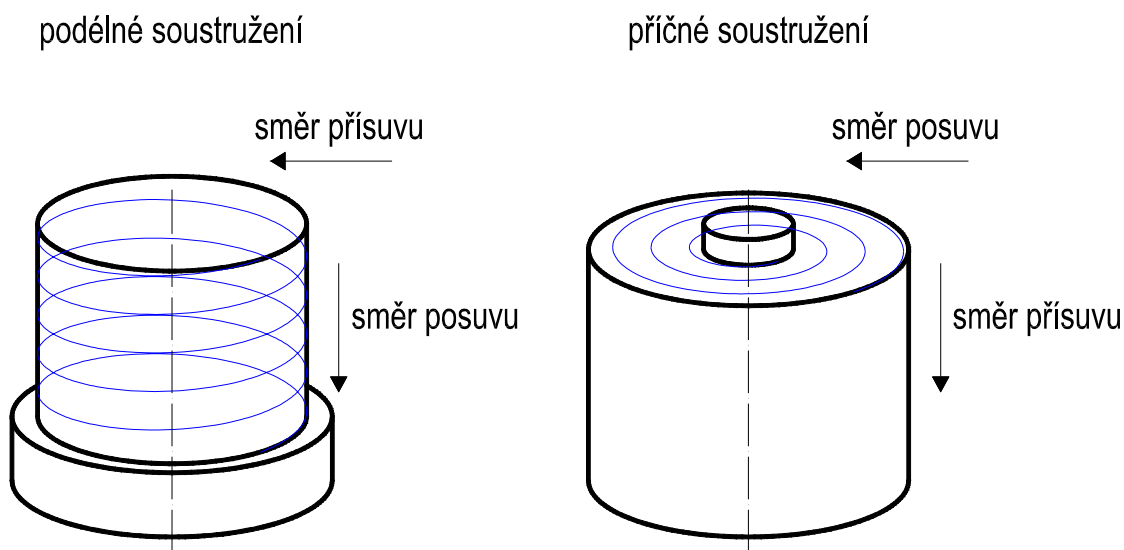
Diplomová práce je zpracována na základě zadání od společnosti TOSHULIN a.s. Předmětem činnosti TOSHULIN a.s. je výroba obráběcích strojů, především svislých soustruhů, a také modernizace a generální opravy obráběcích strojů. Společnost má v tomto oboru dlouhou tradici a řadí se mezi významné výrobce svislých soustruhů.

Svislý soustruh na opracování železničních kol najde využití v závodech, které vyrábí železniční kola pro železniční vozy nebo lokomotivy. Pro finální opracování výkovku železničního kola je použití svislého soustruhu nejvýhodnější.

2 Technologie soustružení

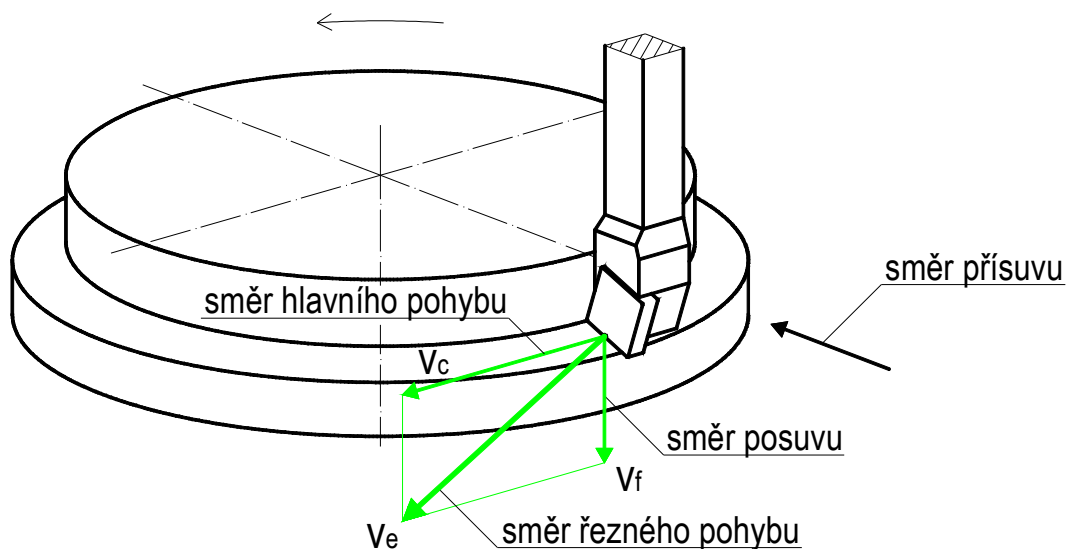
Soustružení je nejrozšířenější metoda obrábění, používá se především pro výrobu součástí rotačních tvarů. Soustružení patří mezi metody obrábění nástroji s definovatelnou geometrií břitu. Ve výrobním procesu je to druhý sled v technologických operacích, následuje po výrobě polotovaru obrobku [3]. Soustružením lze obrábět válcové i kuželové vnější i vnitřní plochy, čelní rovinné plochy i kulové plochy a obecné tvarové plochy. Na soustruhu je možné vyrábět závity, vrtat a vystružovat.

Řezný pohyb je relativní pohyb mezi obrobkem a nástrojem, je to výslednice hlavního pohybu a posuvu. Řezným pohybem je realizováno řezání. Hlavní pohyb při soustružení je rotační a vykonává jej obrobek. Posuv je pohyb nástroje ve směru rovnoběžném s osou rotace obrobku nebo ve směru kolmém na osu rotace obrobku. Nástroj se pohybuje ve směru rovnoběžném s osou rotace obrobku při podélném soustružení, ve směru kolmém na osu rotace obrobku při příčném soustružení, nebo se pohybuje po obecné křivce. Při podélném soustružení je trajektorií řezného pohybu je šroubovice a obrobená plocha je válcová, při příčném soustružení je trajektorií spirála a obrobená plocha je rovinná [3], [6]. Hloubka řezu je dána přísuvem. Z důvodu hospodárnosti je vhodné pracovat s maximální velikostí posuvu a maximální hloubkou řezu. Při hrubování je žádoucí plně využívat výkon pohonu a při práci na čisto dosahovat kvalitního povrchu obrobené plochy. Velikost přísuvu (hloubky řezu) závisí na mechanických vlastnostech materiálu, tuhosti obrobku a způsobu obrábění, jak uvádí [3]. Rozlišení podélného a příčného soustružení je zobrazeno na obr. 1.



Obr. 1 – Rozlišení podélného a příčného soustružení

Rychlost řezného pohybu v_e je výslednice rychlosti hlavního pohybu a rychlosti posuvu, je to okamžitá rychlost řezného pohybu daného bodu ostří vzhledem k obrobku. Rychlost hlavního pohybu, označovaná jako řezná rychlost v_c , je okamžitá obvodová rychlost rotujícího obrobku ve směru hlavního pohybu. Rychlost posuvu je označena v_f . Ideální hodnota řezné rychlosti je závislá především na mechanických vlastnostech obráběného materiálu, na nástroji a na požadované kvalitě výroby [3]. Rozbor procesu řezání je zobrazen na obr. 2.



Obr. 2 – Rozbor procesu řezání

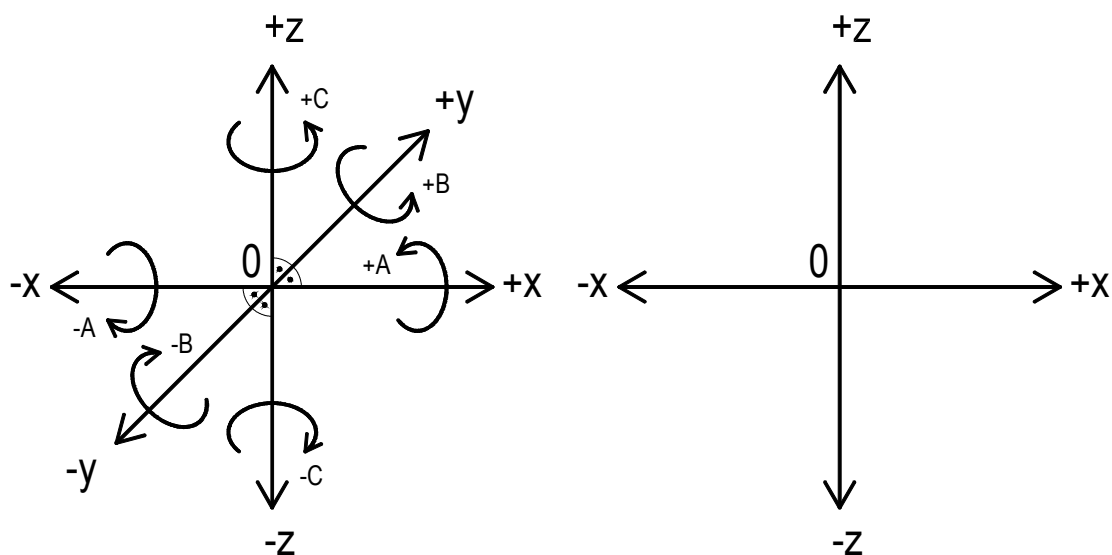
Podle velikosti posuvu a přísmvu označuje [3] soustružení jako

- hrubování – posuv (0,4 – 5) $\text{mm} \cdot \text{ot}^{-1}$, přísmv (3 – 30) mm
- práce na čisto – posuv (0,06 – 0,3) $\text{mm} \cdot \text{ot}^{-1}$, přísmv (0,5 – 2) mm
- jemné soustružení – posuv (0,005 – 0,05) $\text{mm} \cdot \text{ot}^{-1}$, přísmv (0,03 – 0,3) mm

Podstatou hrubování je odebírání velkých objemů materiálu v nejkratším možném čase při maximální řezné síle a relativně nízkých otáčkách. Práci na čisto se vytváří povrch požadované jakosti při menší řezné síle a vysokých otáčkách.

2.1 Souřadnicový systém

Souřadnicový systém je potřebný pro řízení a programování CNC stroje, nebo pro měření nástrojů. Obráběcí stroje používají pravotočivou kartézskou soustavu souřadnic. Souřadnicové osy jsou navzájem kolmé a jejich průsečík je počátek soustavy souřadnic – nulový bod. Souřadnicové osy jsou označeny x , y , z . Rotační pohyby kolem os x , y , z jsou označeny A , B , C . Klasické CNC soustruhy pracují ve dvou osách – v ose x a v ose z [5]. Osa x je kolmá na osu rotace obrobku, ve směru osy x se soustruží průměr. Osa z je rovnoběžná s osou rotace obrobku, ve směru osy z se soustruží délka (výška při soustružení na svislém soustruhu). Kladný směr osy z je dán směrem od obrobku k nástroji. Ve směru osy y se pohybuje upínací deska soustružnických obráběcích center. Základní souřadnicový systém a souřadnicový systém svislého soustruhu je zobrazen na obr. 3. V případě strojů s více na sobě nezávislými suporty nebo vřeteny se osy rozlišují indexy. Pro definování dalších technologických parametrů obrábění mohou být do souřadnicového systému přidány doplňkové osy.

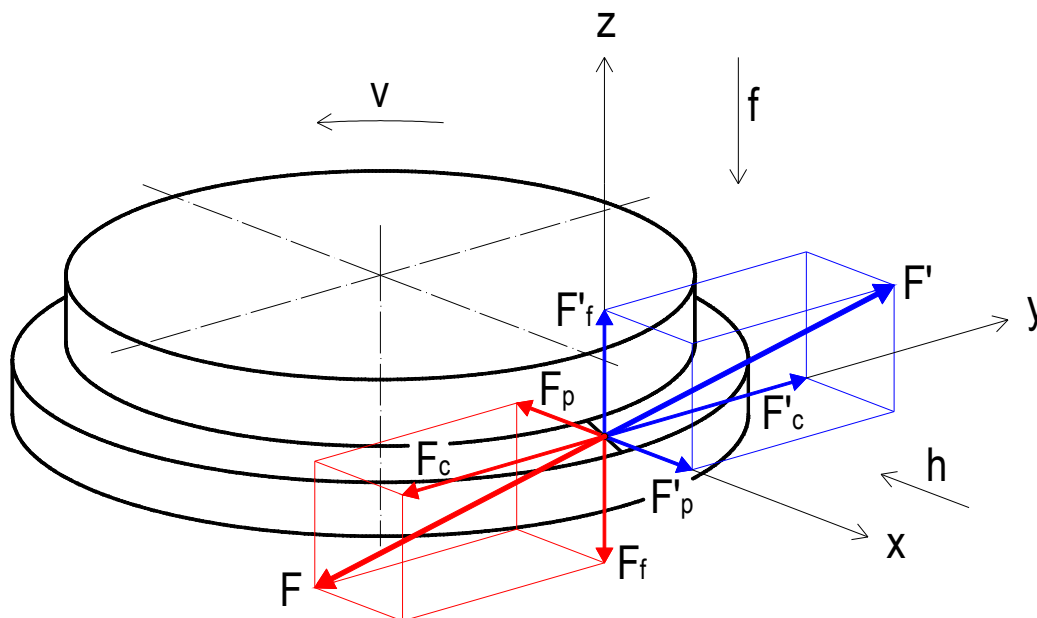


Obr. 3 – Základní souřadnicový systém (vlevo), souřadnicový systém svislého soustruhu (vpravo)

2.2 Síly při soustružení

Při procesu řezání dochází ke vzájemnému silovému působení mezi obrobkem a břitem nástroje. Proti vnikání nástroje do obrobku a oddělování třísky vzniká řezný odpor F' , který klade obráběný materiál. Aby bylo možné obrobek obrábět musí být řezný odpor překonán řeznou silou F . Platí že řezná síla má stejnou velikost jako řezný odpor a opačný směr působení. Velikost řezné síly a řezného odporu je závislá především na fyzikálně mechanických vlastnostech obráběného materiálu a na řezných podmínkách [3]. Řeznou sílu, stejně jako řezný odpor, je možné rozložit na tři vzájemně kolmé složky. Rozklad řezné síly a řezného odporu při soustružení je znázorněn na obr. 4.

- Řezná (tangenciální) složka F_c je největší a nejdůležitější, dimenzuje se podle ní upínání nástroje, upínání obrobku a pohon stroje. Řezná složka řezné síly působí ve směru hlavního pohybu – ve směru vektoru řezné rychlosti.
- Pasivní (radiální) složka F_p působí v radiálním směru vzhledem k obrobku, kolmo na obrobenou plochu. Má výrazný vliv na jakost obrobené plochy z důvodu pružné deformace obrobku a nástroje. Tato složka ovlivňuje konstrukci stroje z hlediska tuhosti – vyvoluje při nedostatečné tuhosti soustavy průhyb a chvění, což snižuje přesnost rozměrů a tvaru.
- Posuvová (axiální) složka F_f působí ve směru osy obrobku, je určující pro dimenzování posuvových mechanismů stroje.



Obr. 4 – Rozklad řezné síly a řezného odporu

Vztah mezi složkami řezné síly pro soustružení středně tvrdých ocelí za běžných řezných podmínek vyjadřuje poměr $F_f : F_p : F_c = 1 : 2 : 4$ [3]. Velikost řezné síly je $F = \sqrt{F_f^2 + F_p^2 + F_c^2}$ (1).

2.3 Teplo při obrábění

Na teplo se přeměňuje většina práce spotřebované na překonání řezného odporu a odebrání třísky. Největší množství tepla vzniká plastickou deformací materiálu, dále vnitřním třením materiálu a třením na nástroji. Teplo ovlivňuje řezné vlastnosti nástroje, mechanické vlastnosti obráběného materiálu, tření a také další parametry řezného procesu. Vysoká teplota řezných ploch nástroje snižuje přesnost, jakost obrobené plochy a zvyšuje opotřebení nástroje. Teplo vzniklé při obrábění je odváděno třískou, nástrojem, obrobkem a řezným prostředím – řezným médiem. Množství vzniklého tepla je stejné jako množství tepla odvedené z místa řezu. Teplota v místě řezu a rozdělení odváděného tepla mezi třísku, nástroj, obrodek a řezné prostředí je závislé na řezných podmínkách, především na řezné rychlosti [3].

2.4 Chvění při obrábění

Chvění při obrábění vzniká za určitých podmínek v technologické soustavě. Chvění je nežádoucí jev. Nadměrná intenzita se projevuje snížením kvality obráběné plochy – snížením geometrické přesnosti a zhoršením jakosti povrchu, nadměrným opotřebením břitu nebo destrukcí nástroje a hlukem. Intenzivní chvění také snižuje životnost součástí stroje [3].

Kmitání se rozděluje podle původu vzniku na vlastní kmitání, vynucené kmitání a samobuzené kmitání. Vlastní kmitání může způsobit ráz nebo síla a následně dochází k utlumení. Na obrábění má vlastní kmitání zpravidla zanedbatelný vliv. Vynucené kmitání vyvolává periodicky proměnlivá síla působící na soustavu. Frekvence kmitání je shodná s frekvencí budící síly. Vynucené kmitání soustavy může vznikat vlivem vlastního procesu řezání, může být přenášeno z okolního prostředí nebo vycházet ze soustavy. Vynucené kmitání vycházející ze soustavy způsobuje rotace nedokonale vyvážených součástí, setrvačné síly součástí vykonávajících vratný pohyb a také nepřesnosti převodů. Samobuzené kmitání vzniká bez působení periodicky proměnlivé síly, je znakem nestability procesu obrábění. Probíhá bez přívodu vnější energie a jeho proměnlivost závisí pouze na procesu vlastního kmitání. Projevuje se hlukem a stopami na obrobeném povrchu. Vznik samobuzeného kmitání vyvolaného vlastním řezným procesem souvisí především s vlnitostí obráběného povrchu a směrem řezné síly, která nesouhlasí se směrem maximální vazby. Tento typ kmitání se objevuje pouze v určitém rozmezí řezných podmínek [3]. Existují také typy samobuzeného kmitání, které nesouvisí s řezným procesem. Detaily vzniku samobuzeného kmitání nejsou dokonale objasněny.

3 Obráběcí stroje

Současný směr vývoje obráběcích strojů směřuje k vysoké přesnosti a rychlosti práce, automatizaci, víceúčelovosti a flexibilitě.

Číslicové řízení označované CNC (Computer Numerical Control) je pro moderní obráběcí stroje nezbytné. Použití výpočetní techniky umožňuje automatizovat výrobu a tím zvýšit produktivitu. Pro CNC stroje je charakteristické ovládání stroje řídicím systémem pomocí připraveného programu. Program obsahuje všechny informace potřebné pro řízení stroje při výrobě. CNC stroje jsou přizpůsobitelné změnám výroby.

Ke zrychlení výroby a zlevnění obráběcího stroje přispívá modulární skladba stroje. Na stavbu stroje jsou použity typizované stavebnicové jednotky doplněné menším počtem ostatních součástí. Tento způsob umožňuje z prověřených modulů stavět různě konfigurované stroje.

3.1 Požadavky kladené na stroj

Hlavní požadavky kladené na obráběcí stroj jsou vysoká produktivita, provozní spolehlivost a trvalá pracovní přesnost, dále snadná ovladatelnost, ekologičnost, trvanlivost a životnost.

Produktivita je dána množstvím vytvořených hodnot za určitý čas. Zvyšování produktivity se dosahuje zkracováním výrobního času. Celkový čas potřebný k vykonání činností na daném obrobku na daném obráběcím stroji se skládá z času strojního, kdy se obrobek opracovává, a z časů vedlejších, kdy stroj nepracuje [8]. Strojní čas je možné zkrátit navýšením parametrů řezného procesu což zvyšuje nároky na výkon pohonu stroje. Ke zkracování vedlejších časů přispívá automatizace stroje umožňující zjednodušení ovládání a manipulace s obrobkem.

Pracovní přesnost udává míru odchylky skutečných rozměrů a tvarů obrobku opracovaném na daném stroji od jmenovitých hodnot. Pracovní přesnost stroje ovlivňuje především kvalita zpracování funkčních částí a jejich montáž, celková tuhost stroje a tuhost dílčích částí, tepelné deformace a přesnost nastavení nástroje a obrobku [4].

3.2 Tuhost stroje

Řezná síla způsobuje pružné deformace stroje, nástroje a obrobku. Deformace způsobují změny vzájemné polohy nástroje a obrobku což znamená snížení přesnosti práce, dále vznik chvění, přídatného namáhání a pokles produktivity [3]. Poměr mezi zatížením a deformací udává tuhost. Deformace při stálém zatížení vyjadřuje statická tuhost, deformace při proměnném zatížení vyjadřuje dynamická tuhost. Podle typu zatížení a deformace se rozlišuje tuhost v posunutí (silové zatížení a posuvová deformace) a tuhost v natočení (momentové zatížení a deformace natočením). Dílčí tuhost je tuhost jedné součásti bez ohledu na deformace dalších součástí. Podle typu zatížení a deformace se dílčí tuhost rozlišuje na tuhost v tahu nebo tlaku, ohybu a krutu. Celková tuhost se vztahuje na skupinu součástí. Deformace vůči základu stroje udává absolutní tuhost, vzájemné deformace dvou součástí udává relativní tuhost.

Celková tuhost obráběcího stroje je dána deformacemi jednotlivých součástí a deformací povrchových mikrovýstupků a tvarových nepřesností stykových ploch součástí danou stykovou tuhostí.

3.3 Teplotní stabilita

Teplotní deformace stroje mohou výrazným způsobem ovlivňovat přesnost práce. Mění se vzájemná poloha mezi nástrojem a obrobkem, dochází ke snížení tuhosti a vznikají nepřesnosti při odměřování polohy. Teplo ve stroji vzniká při vlastním procesu obrábění a nedokonalou přeměnou a přenosem energie v pohonech. Přiváděná energie se mění na mechanickou a tepelnou energii. Prvky pohonů jako jsou elektromotory, spojky, ložiska, vedení nebo převody vytvářejí při svém provozu teplo. Kromě vnitřních zdrojů tepla působí na stroj také vlivy okolního prostředí. Šíření tepla se uskutečňuje vedením, prouděním a zářením. Rozložení teploty a její průběh v čase je dán povrchovou plochou částí stroje, prostupností tepla a pracovním zatížením [7].

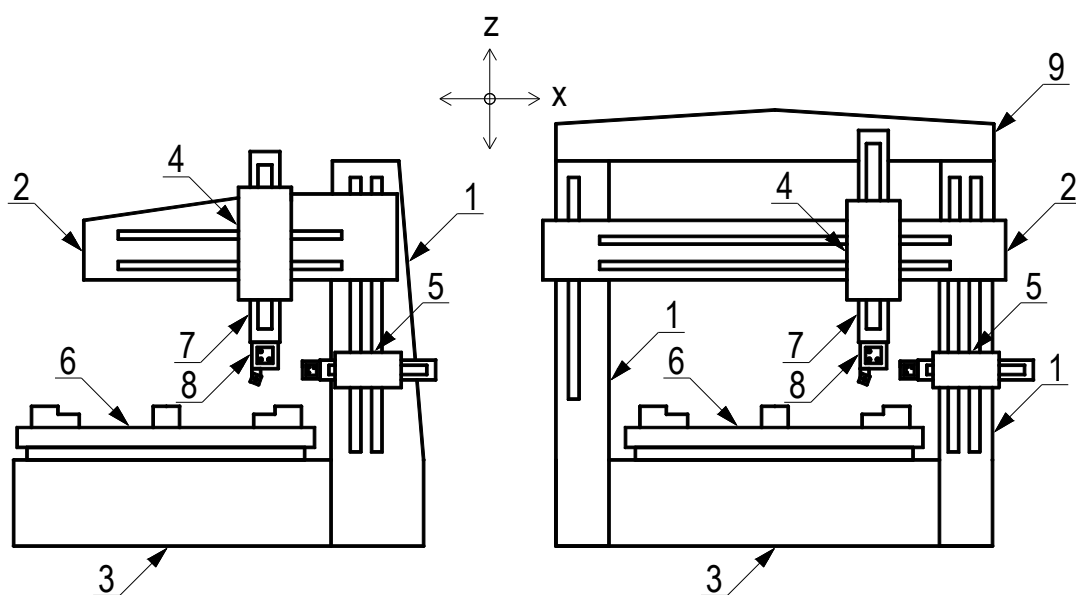
Teplotní vlivy lze z konstrukčního hlediska odstranit

- snížením vzniku tepla ve zdrojích – zvyšování účinnosti, umístění vně stroj, vyhodnocení tepelných vlastností součástí
- izolací zdrojů tepla od citlivých částí
- maximalizováním odvodu tepla
- chlazením zahřívaných částí stroje
- symetrickou konstrukcí a uspořádáním zdrojů tepla
- použitím materiálů, které mají nízký koeficient tepelné roztažnosti
- plynulým odváděním třísek

4 Charakteristika svislých soustruhů

Nejrozšířenějšími obráběcími stroji jsou soustružnické stroje. Soustruhy jsou určeny pro opracování rotačních součástí. Charakteristický pro soustružnické stroje je rotační hlavní řezný pohyb, který vykonává obrobek upnutý na upínací desce. Podle umístění obrobku se soustruhy rozlišují na stroje s vodorovnou osou soustružení (hrotové a čelní soustruhy) a na stroje se svislou osou soustružení (svislé soustruhy) [2].

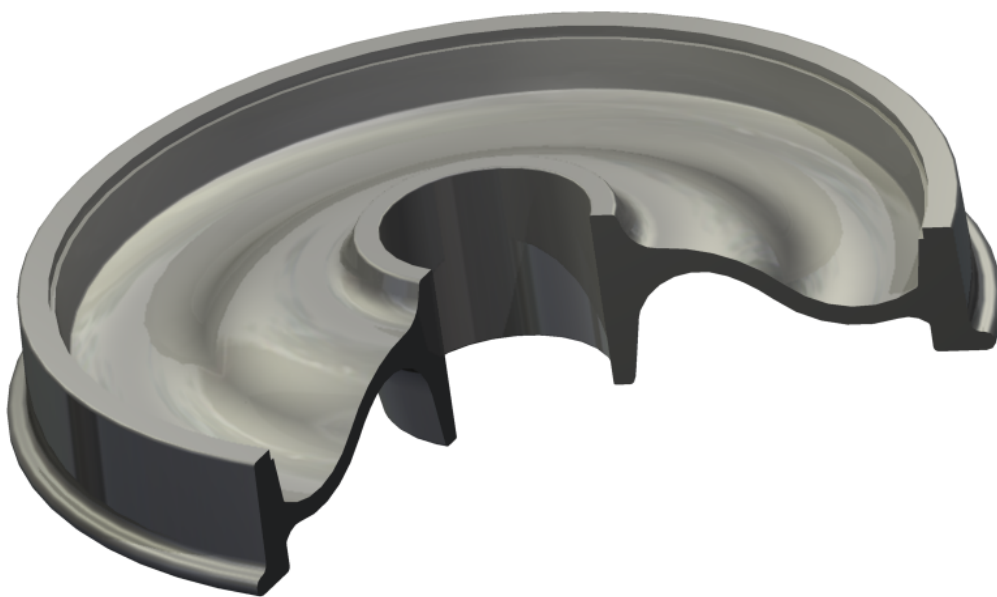
Svislé soustruhy, označované také jako karusely, se používají především k obrábění těžkých a rozměrných součástí jejichž průměr je větší než délka. Upínací deska je vodorovná se svislou osou rotace, což umožňuje snadné upínání obrobků. Na svislém soustruhu lze obrábět válcové i kuželové vnější i vnitřní plochy, rovinné plochy a vyrábět závity [8]. Velikost stroje udává největší průměr soustružení a největší výška soustružení. Mezi základní části svislého soustruhu patří lože, upínací deska se sklíčidlem, jeden nebo dva stojany, příčník, jeden nebo dva příčnickové suporty, stojanový suport a případně příčka spojující dva stojany. Podle konstrukce rámu se svislé soustruhy rozdělují na jednostojanové a dvoustojanové. Schematicky jsou obě varianty včetně popisu jednotlivých částí zobrazeny na obr. 5. Svislý soustruh pracuje ve dvou osách – v ose x a v ose z, doplněním možnosti pohybu v ose y se ze stroje stává obráběcí centrum.



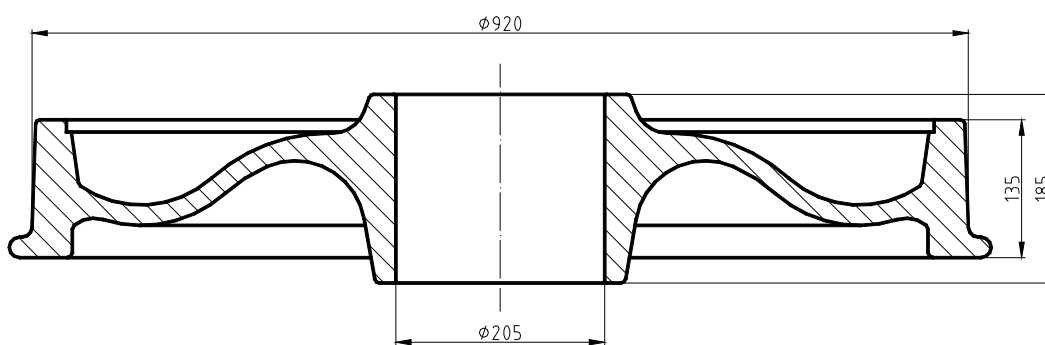
Obr. 5 – Schéma jednostojanového (vlevo) a dvoustojanového (vpravo) svislého soustruhu
1 – stojan, 2 – příčník, 3 – lože, 4 – příčnickový suport, 5 – stojanový suport,
6 – upínací deska se sklíčidlem, 7 – smykadlo,
8 – nástrojová hlava s nástrojem, 9 – příčka

5 Charakteristika železničního kola

Polotovarem pro výrobu železničních kol je výkovek, případně odlitek, charakteristický tím, že jeho průměr je větší než délka. V ose rotace je průchozí otvor pro nalisování nápravy. Monoblokové železniční kolo sestává z věnce, disku a náboje. Do kontaktu s kolejnicí přichází vnější plocha věnce kola, která je kuželová pro zajištění lepšího vedení po kolejové trati. Věnc a náboj spojuje tvarovaný nebo rovný disk. Jmenovitý průměr běžného kola pro železniční vozy je 920 mm. Model železničního kola je zobrazen na obr. 6. Základní rozměry běžného železničního kola jsou uvedeny na obr. 7.



Obr. 6 – Model železničního kola



Obr. 7 – Náčrt běžného železničního kola

6 Základní parametry stroje

Zadané parametry a parametry vyplývající z řešení jsou uvedeny v tab. 1 a tab. 2.

Tab. 1 – Zadané parametry

maximální průměr výkovku železničního kola D_{\max} [mm]	1400
přípustná hmotnost polotovaru obrobku m_{\max} [kg]	5000
minimální otáčky sklíčidla n_{\min} [ot·min ⁻¹]	2
maximální otáčky sklíčidla n_{\max} [ot·min ⁻¹]	400
výkon náhonu P_N [kW]	142
maximální moment na sklíčidle $M_{sk \max}$ [N·m]	45000
řezná složka řezné síly (maximální řezná síla na smykadle) F_c [N]	60000

Tab. 2 – Parametry vyplývající z řešení

maximální výška soustružení [mm]	400
svislý zdvih smykadla [mm]	400
průměr upínací desky D_{ud} [mm]	1600

6.1 Řezná síla

Posuvová složka řezné síly F_f

$$F_f = \frac{F_c}{2} = \frac{60000}{4} = 15000 \text{ N}$$

Pasivní složka řezné síly F_p

$$F_p = \frac{F_c}{2} = \frac{60000}{2} = 30000 \text{ N}$$

Velikost řezné síly podle vzorce (1)

$$F = \sqrt{F_f^2 + F_p^2 + F_c^2} = \sqrt{15000^2 + 30000^2 + 60000^2} = 68740 \text{ N}$$

7 Návrh sestavy stroje a popis hlavních stavebních skupin

V této kapitole jsou navrženy a popsány hlavní stavební skupiny stroje – konstrukce rámu, suport smykadlo, vedení, upínací deska a sklíčidlo. Popis, návrh a výpočet náhonu a uložení upínací desky jsou zpracovány v samostatných kapitolách.

7.1 Rám

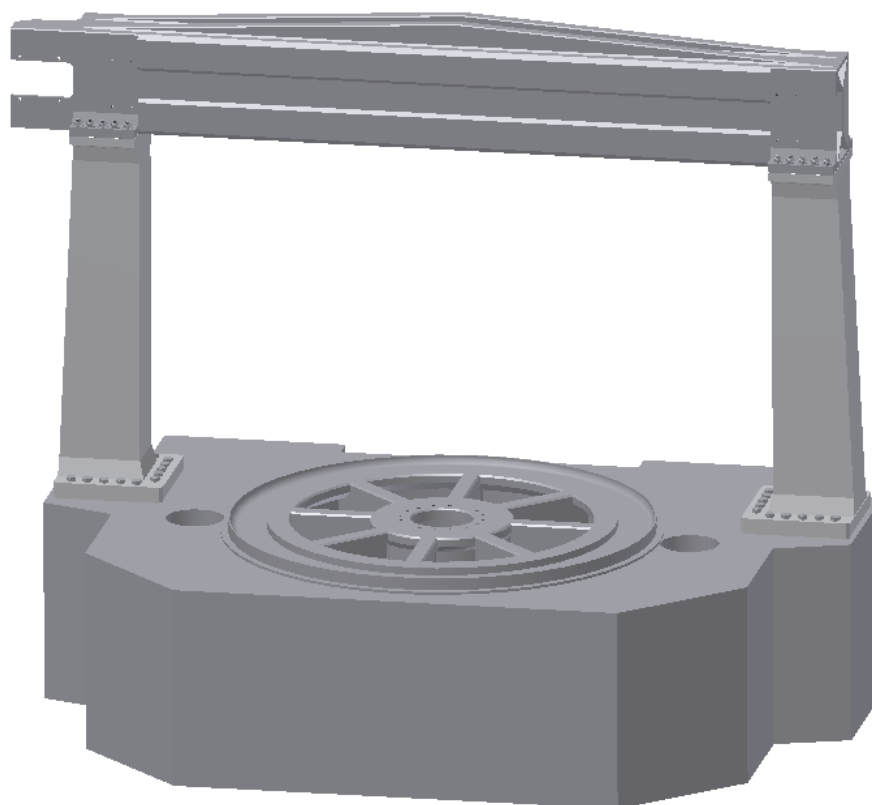
Rám tvoří základní konstrukci svislého soustruhu, skládá se z lože, stojanů a příčnicku. Provedení konstrukce rámu nabízí dvě varianty – otevřený a uzavřený rám. Otevřená konstrukce obsahuje jeden stojan, uzavřená obsahuje dva stojany. Obecně má při stejné hmotnosti uzavřená konstrukce vyšší tuhost. Parametry rámu mají zásadní vliv na přesnost obrábění. Rámy otevřené konstrukce jsou vhodné pro malé stroje. Požadované vlastnosti rámu jsou vysoká tuhost a dynamická stabilita, tlumení chvění, tepelná stabilita a rychlé a plynulé odvádění třísek.

Nejčastěji používané materiály pro konstrukci rámu jsou ocel a litina. Za jejich používáním stojí obстойné fyzikální vlastnosti, zkušenosti z praxe a přijatelná cena. V menší míře se uplatňují neželezné kovy nebo materiály na bázi betonu. Jako perspektivní se jeví použití polymerbetonu, avšak proti stojí v současnosti vyšší cena. Přínosem použití polymerbetonu je zvýšení tuhosti a koeficientu tlumení. Materiály jsou posuzovány podle fyzikálních vlastností a ekonomického hlediska. Z fyzikálních vlastností se vyhodnocuje zejména modul pružnosti, hustota, součinitel teplotní roztažnosti, koeficient tlumení a pevnost materiálu při namáhání [1].

Podle technologie výroby prvků rámu se rozlišují rámy odlévané a svařované. Při návrhu rámu je nutné kromě výše uvedených požadavků také zohlednit náročnost a efektivitu výroby.

Prvky rámu jsou namáhány zejména složkami řezného odporu a řezné síly které způsobují zatížení ohybem a krutem, zatížením od hmotnosti obrobku a zatížením od hmotnosti upínací desky se sklíčidlem a dále na rám také působí vibrace a teplo. Rám přenáší účinky působících sil do základů stroje.

Navržená konstrukce rámu je uzavřená, dvoustojanová. Prvky rámu jsou odlitky z litiny. Model rámu je na obr. 8. Stojany jsou s ložem a s příčným spojeni šrouby.



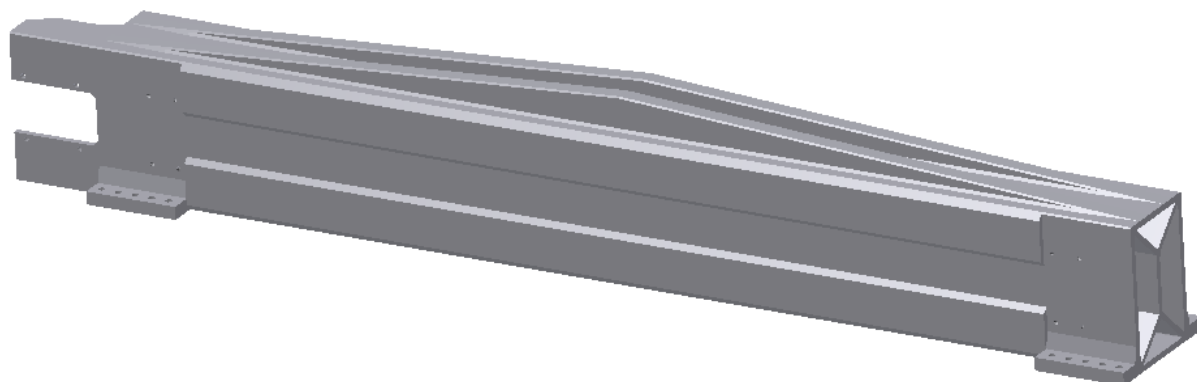
Obr. 8 – Model rámu

7.1.1 Lože

Lože je spodní část rámu nesoucí upínací desku s obrobkem. Je to nejrozměrnější část stroje, je odlitá jako jeden celek. Lože přenáší zatížení od složek řezné síly, hmotnosti obrobku a upínací desky do základů stroje. Vysoké tuhosti se dosahuje vhodným žebrováním.

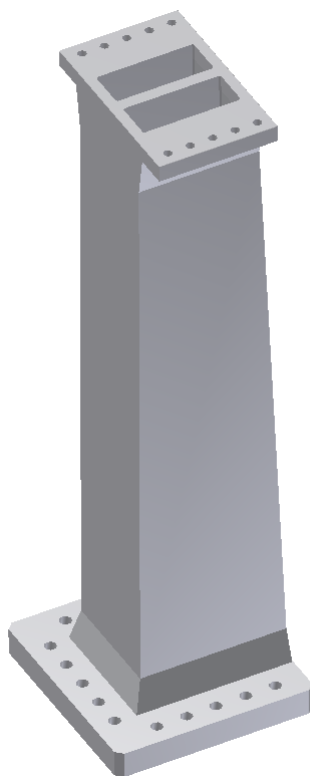
7.1.2 Stojany a příčník

Příčník je vodorovný nosník spojující stojany. Na rozdíl od běžných svislých soustruhů je v tomto případě příčník nepřestavitelný – je pevně spojen se stojany. To vyplývá z určení stroje k opracování železničních kol. Pohyb po celé výšce soustružení se realizuje pouze posuvem smykadla. Pro umístění vedení posuvu suportu jsou určeny plochy na přední svislé straně příčníku. Na konci příčníku je prostor pro pohon posuvu suportu. Profil průřezu příčníku i stojanu je uzavřený. Model příčníku je na obr. 9.



Obr. 9 – Model příčníku

Stojan je svislý nosník, na spodní části přiléhá k loži a na horní části je připevněn k příčníku. Model stojanu je na obr. 10.

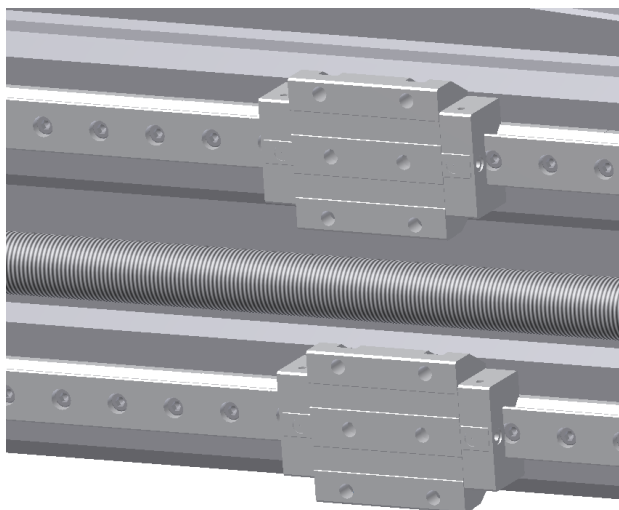


Obr. 10 – Model stojanu

7.2 Vedení

Vedení vymezuje pohyb posuvných částí stroje. Je to soustava ploch na kterých dochází ke kontaktu mezi posuvnými a pevnými částmi stroje. Požadované vlastnosti vedení jsou přesnost pohybu, odolnost proti opotřebení, nízký součinitel tření, vysoká tuhost a odolnost proti vnikání nečistot [4]. Základní rozdělení vedení je dáno typem tření na stykových plochách. Nejvýznamnější typy vedení jsou kluzné (hydrodynamické a hydrostatické) a valivé. Valivé vedení se používá u velmi přesných strojů [1], je schopné zajistit plynulost posuvových pohybů. Mezi další přednosti patří nízký součinitel tření, odolnost proti opotřebení, přesnost pohybu a možnost vymezení vůle. Hlavní části valivého vedení jsou vodící kolejnice, vozík a valivé elementy – kuličky nebo válečky. Válečky mají obecně vyšší tuhost a únosnost než kuličky.

Pro vedení suportu jsou použita dvě rovnoběžná přímočará valivá válečková vedení umístěná nad sebou. Pro vedení smykadla je použito valivé válečkové vedení. Na obr. 11 je zobrazen vozík vedení na příčnicku. Vodící kolejnice je přišroubována na příčník zápusťnými šrouby s válcovou hlavou.



Obr. 11 – Vedení na příčnicku

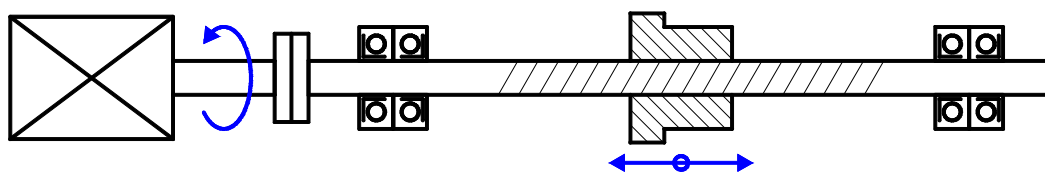
7.3 Suport a smykadlo

Suport je prvek přibližně tvaru kváдру uložený ve vedení na příčnicku, který nastavuje nástroj do pracovní polohy. Hlavní části suportu jsou saně vedené po příčnicku, prvky pohonu, smykadlo a ochranné kryty. Soustruh je vybaven jedním příčnickovým suportem.

Smykadlo má tvar kváдру a čtvercový průřez (100×100) mm. Velikost průřezu je ovlivněna nejmenším možným soustruženým průměrem. Konec smykadla je opatřen odnímatelným nástrojovým držákem. Smykadlo je velmi nepříznivě namáháno zejména při obrábění válcových ploch velkých průměrů.

7.3.1 Mechanismus pro pohyb suportu

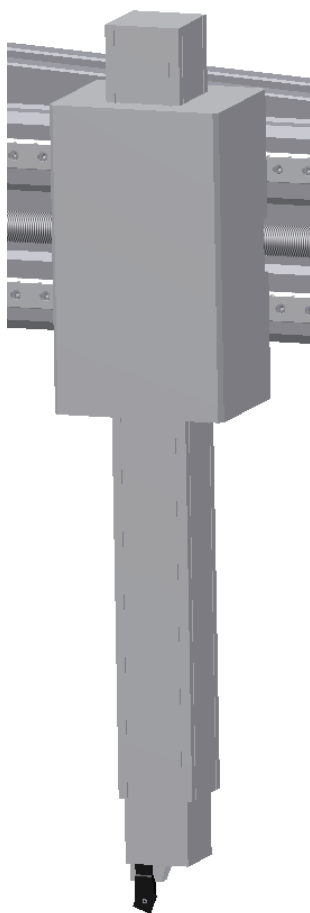
Posuv suportu zajišťuje samostatný elektrický AC servomotor s možností regulace otáček. Rotační pohyb motoru je na přímočarý posuvný transformován kuličkovým šroubem a maticí. Další možnost řešení – pohon ústrojím pastorek-hřeben se uplatňuje především na velkých strojích pro přesun velkých hmot na velké vzdálenosti, a i přes nižší náklady je v tomto případě méně vhodné. Řešení s kuličkovým šroubem a maticí má řadu předností – vysoká účinnost, nízké opotřebení, vysoká přesnost, možnost vytvořit předpětí a vymezit vůli. Principem kuličkového šroubu je neustálý oběh kuliček v závitech mezi šroubem a maticí. Šroub a matice tak nejsou v přímém kontaktu a při pohybu dochází k valivému tření. Při kombinaci dvou matic lze vymezit osovou vůli nebo vyvolat předpětí. Pro dosažení posuvného pohybu suportu je použita varianta kdy se šroub otáčí a matice se posouvá a neotáčí. Motor je se šroubem spojen přímo kotoučovou spojkou, další možnost spojení je ozubenými koly nebo řemenovým převodem. Šroub je na obou koncích uložen ve dvojici předepnutých kuličkových ložisek a kosoúhlým stykem v ložiskových domcích. Schéma mechanismu pro pohyb suportu je na obr. 12.



Obr. 12 – Schéma mechanismu pro pohyb suportu

7.3.2 Mechanismus pro pohyb smykadla

Pohyb smykadlu dává lineární elektromotor. Lineární elektromotor je elektrický motor, který vykonává přímočarý pohyb. Toto řešení je konstrukčně jednodušší než řešení kuličkovým šroubem, má vysokou dynamiku a menší nároky na prostor. Zmenšení počtu souvisejících částí znamená zvýšení účinnosti a spolehlivosti. Pevný díl lineárního elektromotoru je pevně připojen k suportu, druhý pohyblivý díl je částí smykadla. Vysoká dynamiku pohybu klade vyšší nároky na odměřování posuvu a nežádoucí je také přítomnost magnetických sil. Požadavek větší posuvové síly je možné řešit dvojicí motorů. Použití lineárních motorů pro přímý pohon posuvu se jeví jako perspektivní. Model suportu a smykadla je na obr. 13.



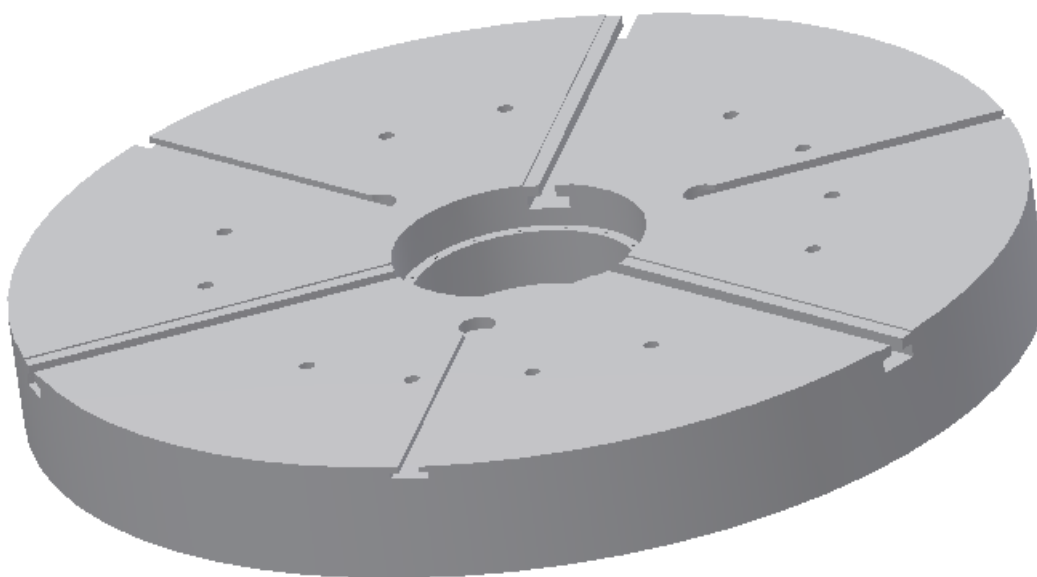
Obr. 13 – Suport a smykadlo

Odměřování polohy suportu a smykadla je neméně důležitou částí stroje protože se podílí na výsledné přesnosti a kvalitě práce celého stroje. Používají se dvě metody – přímé odměřování a nepřímé odměřování. Při přímém odměřování se snímá skutečná poloha, při nepřímém odměřování se poloha vyhodnocuje podle jiných údajů – informací ze snímače napojeného na konec kuličkového šroubu nebo podle snímačů přímo v motoru [1]. Pro odměřování pohybu suportu je navrženo nepřímé odměřování snímačem začleněným do servomotoru. Pro odměřování pohybu smykadla je navrženo přímé odměřování fotoelektrickým snímáním jemných rastrů.

7.4 Upínací deska

Upínací deska má válcový tvar, umísťuje se na ni obrobek. Na horní ploše jsou drážky ve tvaru obráceného T pro odvod třísek a drážky pro vedení čelistí sklíčidla. Vnější průměr upínací desky je 1600 mm, v ose rotace je průchozí kruhový otvor, který slouží pro montáž uložení. Upínací deska je vyrobena jako celistvý odlitek z litiny. Z důvodu požadavku vysoké tuhosti je vyztužena radiálními a tangenciálními žebry. Model upínací desky je na obr. 14. Na statické tuhosti a tvarové přesnosti upínací desky je závislá přesnost stroje [2].

V axiálním směru je upínací deska zatěžována posuvovou složkou řezné síly F_f a zatížením od hmotnosti obrobku. V radiálním směru působí síly od čelistí sklíčidla při upnutém obrobku a složky řezné síly – pasivní složka F_p a řezná složka F_c .



Obr. 14 – Model upínací desky

7.5 Sklíčidlo

Upnutí musí jednoznačně definovat polohu obrobku vzhledem k nástroji a zajistit přenos kroutícího momentu na obrobek. Způsob upnutí je závislý na hmotnosti a tvaru obrobku, určující je především poměr délky a průměru. Nejpoužívanějším systémem je tříčelist'ové univerzální sklíčidlo, které má na rotační součásti samostředící efekt. Pro upínání železničních kol ve svislém soustruhu je navrženo hydraulicko mechanické tříčelist'ové sklíčidlo. Obrobek je možné upnout za vnitřní i vnější průměr. Síla v čelistech musí zajistit přenos kroutícího momentu na obrobek.

8 Návrh pohonu upínací desky se sklíčidlem

Hlavní pohon stroje dává obrobku upnutém ve sklíčidle na upínací desce rotační pohyb s příslušnými parametry. Hlavní pohon realizuje hlavní řezný pohyb.

8.1 Návrh pohonu

Výkon náhonu stroje P je dán řeznou složkou řezné síly F_c , řeznou rychlostí v a celkovou účinností pohonné soustavy η_c , což objasňuje vztah (2). Výkon náhonu $P_N = 142 \text{ kW}$ je uveden v zadání.

$$P = \frac{F_c \cdot v}{\eta_c} \quad (2)$$

Požadované vlastnosti pohonu jsou velký rozsah otáček, vysoká účinnost, nízká hlučnost, vysoká tuhost a dynamická stabilita. Pohon musí umožňovat nastavení řezné rychlosti a řezné síly za provozu stroje. Změny řezné rychlosti se dosahuje změnou otáček pohonu.

Rozsah otáček upínací desky R je poměr maximálních otáček n_{\max} a minimálních otáček n_{\min} .

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{400}{2} = 200$$

Závislost otáček n na řezné rychlosti v a průměru soustružení D vyjadřuje vztah $n = \frac{v}{\pi \cdot D}$ (3).

Minimální otáčky $n_{\min} = \frac{v_{\min}}{\pi \cdot D_{\max}}$ (4) a maximální otáčky $n_{\max} = \frac{v_{\max}}{\pi \cdot D_{\min}}$ (5) [7].

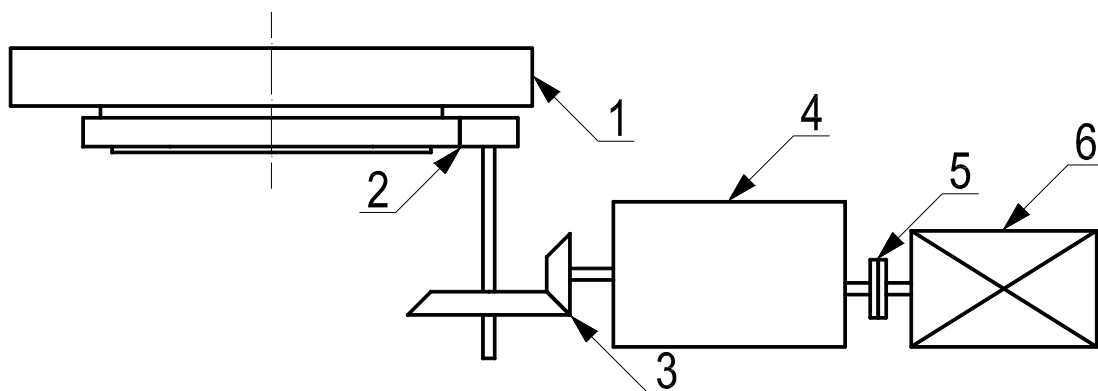
Otáčky lze měnit dvěma způsoby – stupňovitě nebo plynule. Pohon se stupňovitou změnou otáček pracuje pouze s určitými hodnotami otáček odstupňovanými nejčastěji podle geometrické řady. Takto nelze ve většině případů nastavit ideální hodnotu řezné rychlosti, dochází k časovým ztrátám a poklesu produktivity. Pohon s plynulou změnou otáček umožňuje nastavení jakékoliv hodnoty řezné rychlosti z daného rozsahu. Ke změně otáček dochází při konstantní řezné síle. Plynulá změna otáček je nákladnější avšak v moderních CNC strojích nutná.

Hnací jednotkou je střídavý asynchronní elektromotor s plynulou regulací otáček pomocí změny frekvence proudu frekvenčním měničem. Maximální otáčky elektromotoru jsou omezeny. Možnost regulace otáček elektromotorem není dostatečná. Regulace otáček upínací desky v požadovaném rozsahu se dosahuje změnou otáček hnacího elektromotoru a změnou otáček pomocí plynulé převodovky s regulačními stupni (variátorem). Variátory jsou převodová ústrojí schopná za provozu plynule měnit převodový poměr.

8.2 Uspořádání pohonu

Pohon upínací desky nabízí více možností řešení. Jsou uvedeny čtyři možnosti uspořádání pohonu, schematicky jsou znázorněny na obr. 15, 16, 17 a 18.

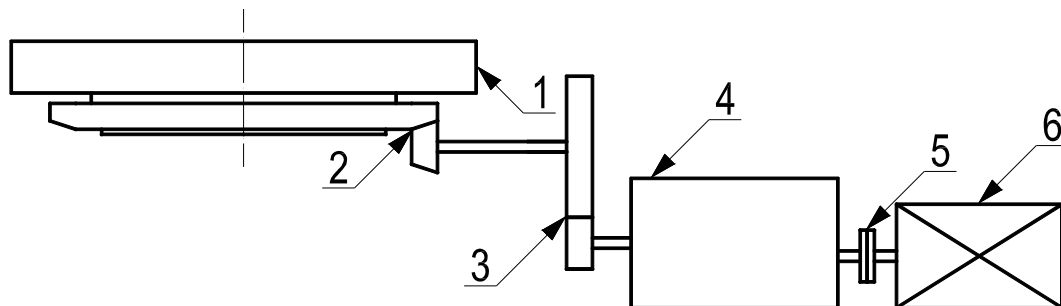
Možnost 1 řešení pohonu, uvedená na obr. 15, obsahuje elektromotor spojený kotoučovou spojkou s převodovkou s vodorovnou osou vstupní i výstupní hřídele. Pod upínací deskou je upevněn ozubený věnec s čelním ozubením, který s pastorkem tvoří poslední převod. Mezi převodovkou a posledním převodem je vložený převod kuželovým soukolím.



Obr. 15 – Schéma uspořádání pohonu

1 – upínací deska, 2 – ozubený věnec a pastorek, 3 – kuželová kola
4 – převodovka, 5 – spojka, 6 – motor

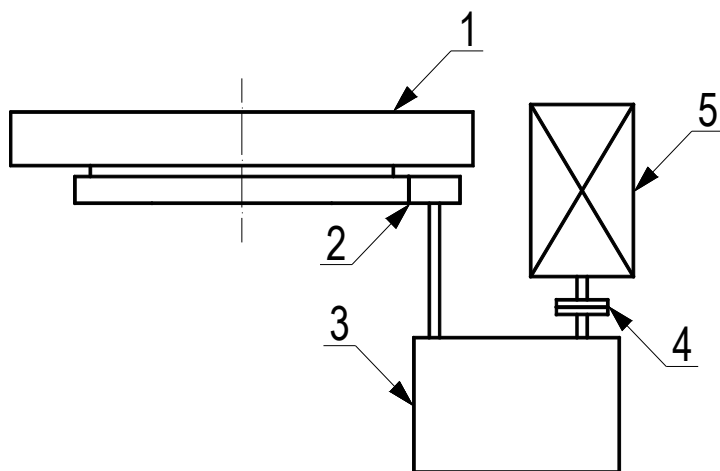
Možnost 2 řešení pohonu, uvedená na obr. 16, obsahuje elektromotor spojený kotoučovou spojkou s převodovkou s vodorovnou osou vstupní i výstupní hřídele. Pod upínací deskou je upevněn ozubený věnec s kuželovým ozubením, který s kuželovým pastorkem tvoří poslední převod. Mezi převodovkou a posledním převodem je vložený převod čelním soukolím.



Obr. 16 – Schéma uspořádání pohonu

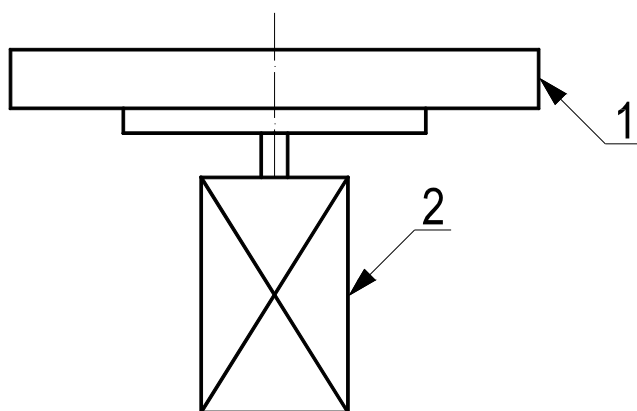
1 – upínací deska, 2 – kuželový ozubený věnec a pastorek, 3 – čelní ozubená kola
4 – převodovka, 5 – spojka, 6 – motor

Možnost 3 řešení pohonu, uvedená na obr. 17, obsahuje elektromotor spojený kotoučovou spojkou s převodovkou se svislou osou vstupní i výstupní hřídele. Na upínací desce je upevněn ozubený věnec s čelním ozubením, pastorek je na výstupní hřídeli převodovky.



Obr. 17 – Schéma uspořádání pohonu
1 – upínací deska, 2 – ozubený věnec a pastorek,
3 – převodovka, 4 – spojka, 5 – motor

Možnost 4 řešení pohonu, uvedená na obr. 18, obsahuje motor přímo spojený s upínací deskou.

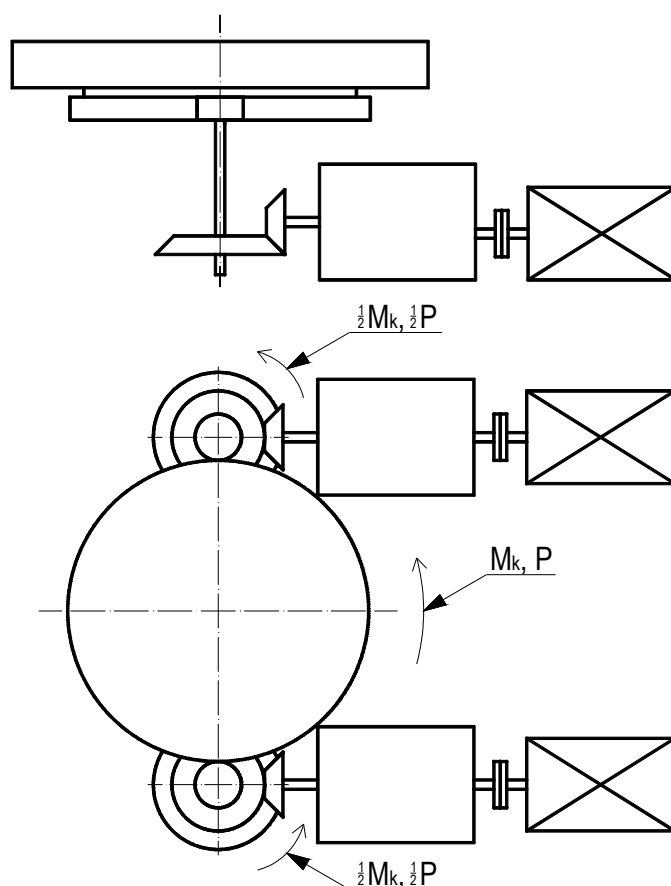


Obr. 18 – Schéma uspořádání pohonu
1 – upínací deska, 2 – motor

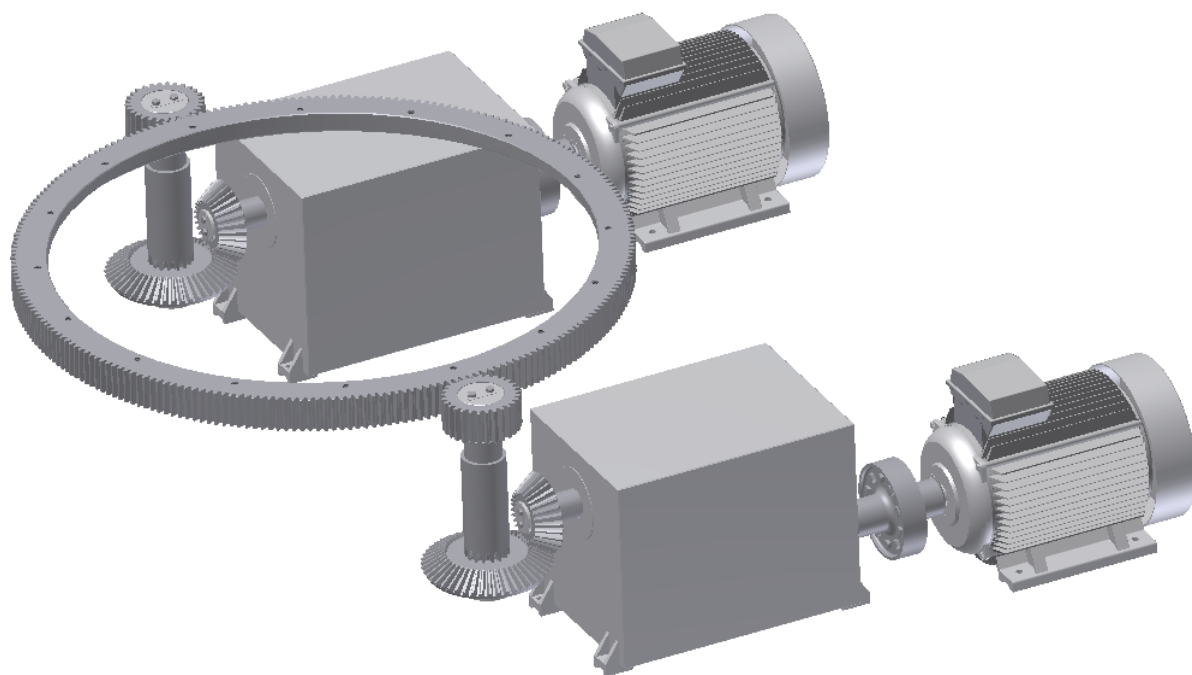
8.3 Zvolené řešení pohonu

Z uvedených možností je nejvhodnější řešení podle možnosti 1 – z technicko ekonomického hlediska je nevýhodnější. Řešení obsahuje ozubený věnec s čelním ozubením, vložený převod kuželovým soukolím, převodovkou s vodorovnou osou vstupní i výstupní hřídele a elektromotor. Možnosti 2 není vhodná z důvodu použití ozubeného věnce s kuželovým ozubením – kuželová kola jsou náročnější na montáž i výrobu než kola s čelním ozubením. Možnosti 3 je problematická z hlediska prostorového uspořádání upínací desky a motoru. Také výstupní otáčky převodovky by byly příliš nízké z důvodu nepřítomnosti vloženého převodu. Možnosti 4 je teoreticky ideální – neobsahuje převodovku a další převodové mechanismy. Regulace otáček upínací desky se dosahuje pouze motorem. Použití této varianty není možné z důvodu nedostupnosti motoru s požadovanými parametry. Přímý pohon vřetene se uplatňuje zatím pouze u menších strojů.

Požadovaného výkonu náhonu je možné dosáhnout jedním motorem o výkonu 142 kW nebo pomocí dvou motorů o výkonu 71 kW v uspořádání Master/Slave. Systém pohonu Master/Slave synchronizuje činnost obou motorů – řídícího Master a podřízeného Slave, a tak je možné vymežit vůli. Použitím tohoto řešení dochází ke snížení namáhání ozubeného věnce a dalších prvků pohonu. Pohon je navržen v uspořádání podle možnosti 1 a s náhonem dvěma motory v uspořádání Master/Slave. Schéma pohonu je na obr. 19. Model pohonné soustavy je zobrazen na obr. 20.



Obr. 19 – Schéma pohonu se dvěma motory Master/Slave



Obr. 20 – Model pohonné soustavy

8.4 Výpočet parametrů pohonu

Výkon P_2 přenesený na upínací desku

$$P_2 = 2 \cdot P_1 \cdot \eta_C = 2 \cdot 71 \cdot 0,87 = 123,5 \text{ kW}$$

Výkon produkovaný elektromotorem $P_1 = 71 \text{ kW}$.

Celková účinnost η_C se skládá z účinnosti $\eta_{Z1,2}$ ozubených kol 1 a 2, z účinnosti $\eta_{Z3,4}$ ozubených kol 3 a 4, z účinnosti η_L ložisek a z účinnosti převodovky η_{PR} . Uvažované hodnoty účinností jsou následující: $\eta_{Z1,2} = 0,98$, $\eta_{Z3,4} = 0,995$, $\eta_L = 0,995$, $\eta_{PR} = 0,9$.

$$\eta_C = \eta_{Z1,2} \cdot \eta_{Z3,4} \cdot \eta_L \cdot \eta_{PR} = 0,98 \cdot 0,995 \cdot 0,995 \cdot 0,9 = 0,87$$

Otáčky sklíčidla – minimální otáčky $n_{\min} = 2 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a maximální otáčky $n_{\max} = 400 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

Otáčky předlokové hřídele

$$\text{minimální otáčky } n_{h\min} = u_{3,4} \cdot n_{\min} = 8,38 \cdot 2 = 17 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$\text{maximální otáčky } n_{h\max} = u_{3,4} \cdot n_{\max} = 8,38 \cdot 400 = 3352 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Výstupní otáčky převodovky

$$\text{minimální otáčky } n_{P2\min} = u_{1,2} \cdot n_{h\min} = 1,68 \cdot 17 = 28 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$\text{maximální otáčky } n_{P2\max} = u_{1,2} \cdot n_{h\max} = 1,68 \cdot 3352 = 5642 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Otáčky motoru a vstupní otáčky převodovky

$$\text{minimální otáčky } n_{M\min} = 1485 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

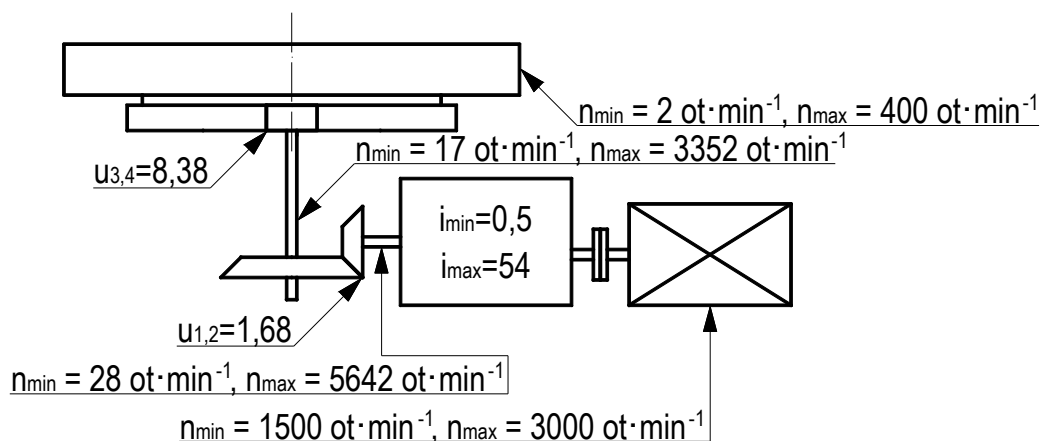
$$\text{maximální otáčky } n_{M\max} = 3000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Požadované převodové poměry převodovky

$$\text{minimální převodový poměr } u_{\min} = \frac{n_{M\max}}{n_{P2\max}} = \frac{3000}{5642} = 0,5$$

$$\text{maximální převodový poměr } u_{\max} = \frac{n_{M\min}}{n_{P2\min}} = \frac{1485}{28} = 54$$

Schéma pohonu s vyznačením minimálních a maximálních otáček jednotlivých prvků je obr. 21.



Obr. 21 – Schéma pohonu

8.5 Parametry motoru a převodovky

Jako hnací prvek je navržen AC asynchronní elektromotor, parametry jsou uvedeny v tab. 3.

Převodovka je plynulá se třemi regulačními stupni, parametry převodovky jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 3 – Parametry motoru

typ	AC asynchronní elektromotor
jmenovitý výkon [kW]	71
počet pólů	4
synchronní otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	1500
jmenovité otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	1485
maximální otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	3000
jmenovitý moment [$\text{N} \cdot \text{m}$]	482
frekvence vstupního proudu [Hz]	50
maximální frekvence vstupního proudu [Hz]	100
mezní otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	430
hmotnost [kg]	535

Tab. 4 – Parametry převodovky

typ	plynulá převodovka se třemi regulačními stupni
minimální převodový poměr i_{\max}	0,5
maximální převodový poměr i_{\min}	54
maximální moment [$\text{N} \cdot \text{m}$]	1800
minimální vstupní otáčky $n_{p1 \min}$ [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	1485
maximální vstupní otáčky $n_{p1 \max}$ [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	3000
minimální výstupní otáčky $n_{p2 \min}$ [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	28
maximální výstupní otáčky $n_{p2 \max}$ [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	3352

8.6 Výpočet ozubeného věnce a pastorku a výpočet kuželových kol

Ozubená kola jsou vyrobena z oceli 14220 a jsou cementovaná a kalená. Oba převody pracují jako reduktory, převodový poměr $u_{1,2} = 1,68$, převodový poměr $u_{3,4} = 8,38$.

Celkový převodový poměr obou soukolí

$$u_c = u_{1,2} \cdot u_{3,4} = 1,68 \cdot 8,38 = 14,08$$

Maximální moment na sklíčidle $M_{sk\ max} = 45000\ N \cdot m$.

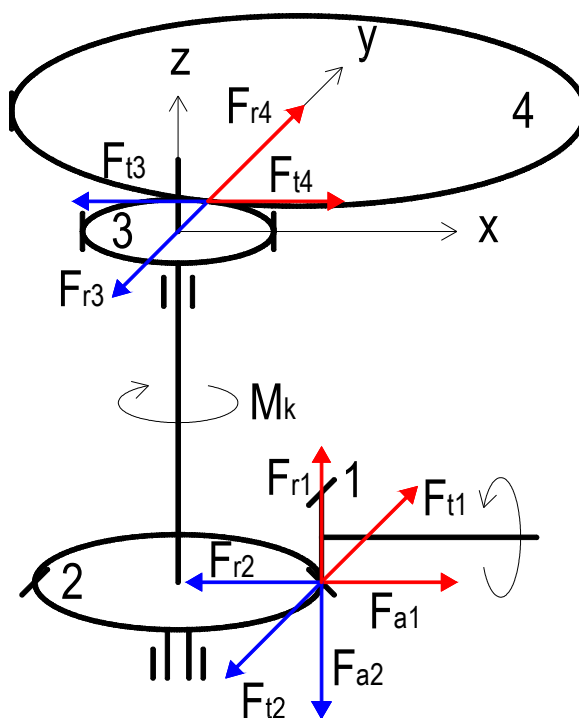
Při pohonu ozubeného věnce dvěma pastorky vyvodí každý pastorek na ozubeném věnci kroutící moment M_{k3} .

$$M_{k3} = \frac{M_{sk\ max}}{2} = \frac{45000}{2} = 22500\ N \cdot m$$

Pastorek s čelním ozubením a kuželové kolo zatěžuje kroutící moment

$$M_k = \frac{M_{k3}}{u_{3,4}} = \frac{22500}{8,38} = 2685\ N \cdot m$$

Základní parametry čelního ozubení pastorek – věnec a základní parametry kuželového ozubení pastorek – kolo jsou vedeny v tab. 5 a tab. 6. Pevnostní výpočet je proveden v programu Autodesk Inventor podle ČSN 01 4686. Výstup výpočtu ozubeného věnce a pastorku a výstup výpočtu kuželových kol je v příloze. Schéma převodů a rozbor sil v ozubení je na obr. 22.



Obr. 22 – Schéma převodů a rozbor sil v ozubení

Tab. 5 – Základní parametry čelního ozubení pastorek (3) – hřeben (4)

typ	čelní ozubení s přímými zuby
počet zubů z_3	29
počet zubů z_4	243
převodový poměr $u_{3,4}$	8,38
modul	5
šířka ozubení [mm]	70
vzdálenost os [mm]	680
normální síla $F_{N3} = F_{N4}$ [N]	40236
obvodová síla $F_{t3} = F_{t4}$ [N]	37037
radiální síla $F_{r3} = F_{r4}$ [N]	15721

Tab. 6 – Základní parametry kuželového ozubení pastorek (1) – kolo (2)

typ	kuželové ozubení s přímými zuby
počet zubů z_1	28
počet zubů z_2	47
převodový poměr $u_{1,2}$	1,68
modul	5,5
šířka ozubení [mm]	55
úhel os [°]	90
normální síla $F_{N1} = F_{N2}$ [N]	27052
obvodová síla $F_{t1} = F_{t2}$ [N]	25420
radiální síla F_{r1} [N]	7949
radiální síla F_{r2} [N]	4735
axiální síla F_{a1} [N]	4735
axiální síla F_{a2} [N]	7949

8.7 Návrh a kontrola předlokové hřídele

Hřídel je vyrobena z materiálu 11700, polotovarem je tyč válcovaná za tepla. Hřídel je zatěžována silami od ozubených kol. Rozbor sil v ozubení je na obr. 24, hodnoty sil jsou uvedeny v tab. 5 a tab. 6.

Hřídel přenáší krouticí moment

$$M_k = \frac{M_{k3}}{u_{3,4}} = \frac{22500}{8,38} = 2685 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Základní údaje o materiálu a rozměrech jsou uvedeny v tab. Náčrt hřídele včetně rozměrů je na obr. 25.

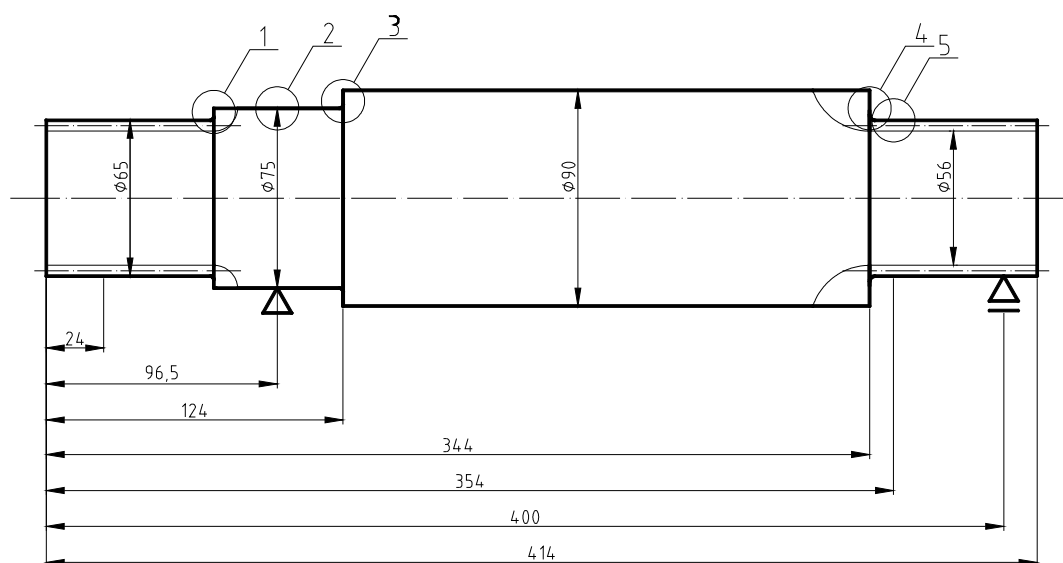
Tab. 7 – Základní údaje hřídele

materiál hřídele	11700
mez kluzu R_e [MPa]	373
mez pevnosti R_m [MPa]	780
mez únavy pro ohyb σ_{oc} [MPa]	382
délka hřídele [mm]	414

Předběžná velikost nejmenšího průměru hřídele d' vychází z pevnostní podmínky v krutu. Jako dovolené namáhání krutem se uvažuje $\tau_{kD} = 125 \text{ MPa}$.

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2685}{\pi \cdot 125 \cdot 10^6}} = 0,047 \text{ m} = 47 \text{ mm}$$

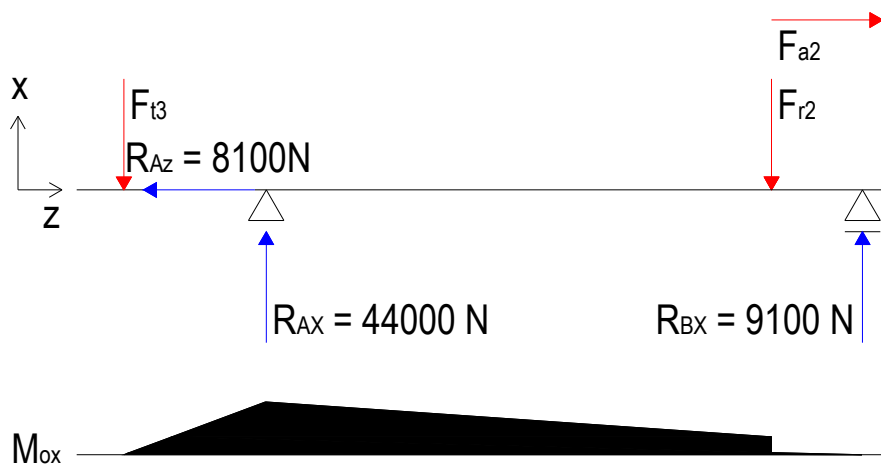
Na základě d' je zvolen $d = 65 \text{ mm}$.



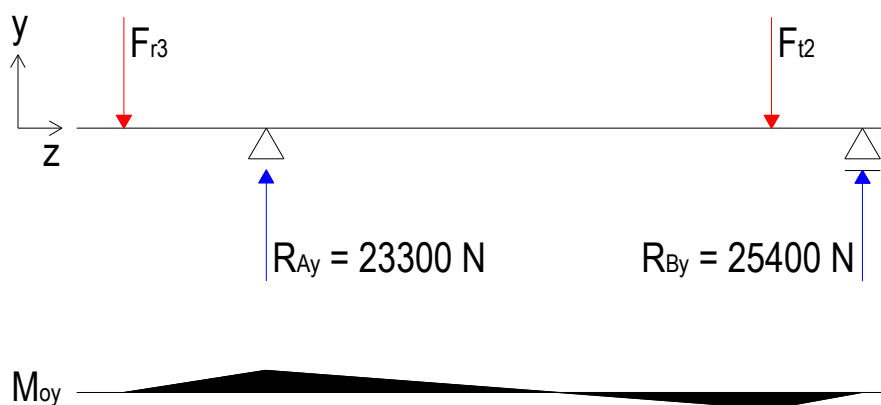
Obr. 23 – Náčrt hřídele

8.7.1 Průběh ohybových momentů a reakce v uložení

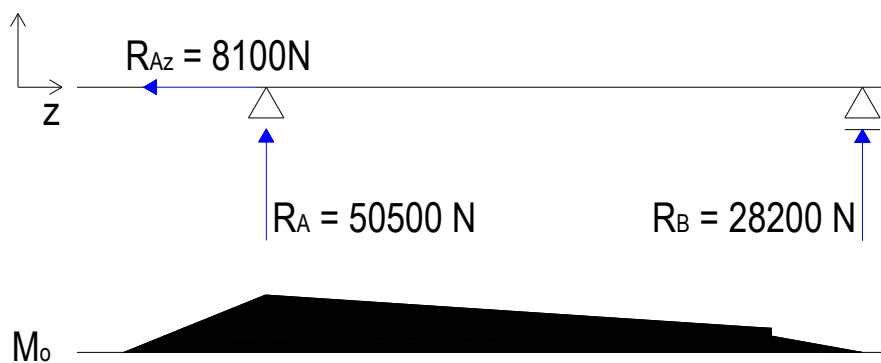
Průběh ohybového momentu a reakce v rovině xz je na obr. 24, průběh ohybového momentu a reakce v rovině yz je na obr. 25. Průběh výsledného ohybového momentu a reakce v bodech A a B je na obr. 26.



Obr. 24 – Průběh ohybového momentu a reakce v rovině xz



Obr. 25 – Průběh ohybového momentu a reakce v rovině yz



Obr. 26 – Průběh výsledného ohybového momentu a reakce v bodech A a B

8.7.2 Určení statické bezpečnosti

Statická bezpečnost k_s je určena pro vytipovaná místa nebezpečných průřezů.

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_R} \quad (6)$$

kde R_e je mez kluzu a σ_R označuje redukované napětí

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (7)$$

kde σ_o označuje ohybové napětí a τ_k označuje krut

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (8)$$

kde M_o je ohybový moment a W_o je modul průřezu v ohybu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (9)$$

kde M_k je kroutící moment a W_k je modul průřezu v krutu

$$\text{Modul průřezu v ohybu } W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (10)$$

$$\text{Modul průřezu v krutu } W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (11)$$

kde d je průměr.

Jako nebezpečná místa jsou vytipována – místo 1 – místo s konstrukčním vrubem, místo 2 – místo s maximálním ohybovým momentem, místo 3 – místo s konstrukčním vrubem, místo 4 – místo s konstrukčním vrubem, místo 5 – místo s ozubeným kolem a s nejmenším průřezem. Nebezpečná místa hřídele jsou zakreslena na obr. 23. Hodnoty statických bezpečností v místech nebezpečných průřezů jsou určeny podle uvedeného postupu a jsou uvedeny v tab. 8. Minimální hodnota statické bezpečnosti $k_{smin} = 2$. Všechna místa tuto podmínku splňují.

Tab. 8 – Hodnoty bezpečnosti a ostatních veličin v místech nebezpečných průřezů

	místo 1	místo 2	místo 3	místo 4	místo 5
d [mm]	65	75	75	65	56
W_o [mm ³]	26961	41418	41418	26961	17241
M_{ox} [N·m]	1704	2685	2495	970	101
M_{oy} [N·m]	723	1140	931	-743	-819
M_o [N·m]	1851	2917	2663	1222	825
σ_o [MPa]	69	71	65	45	48
W_k [mm ³]	53922	82834	82834	53922	34482
M_k [N·m]	2685	2685	2685	2685	2685
τ_k [MPa]	50	33	33	50	78
σ_R [MPa]	110	90	86	98	143
k_s	3,4	4,1	4,4	3,8	2,6

Vzorový výpočet pro místo 1

Statická bezpečnost k_s

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_R} = \frac{373}{110} = 3,4$$

Redukované napětí σ_R

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{69^2 + 3 \cdot 50^2} = 110 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí σ_o

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1704}{26961} = 69 \text{ MPa}$$

Krut τ_k

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{2685}{53992} = 50 \text{ MPa}$$

$$\text{Modul průřezu v ohybu } W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 65^3}{32} = 26961 \text{ mm}^3$$

$$\text{Modul průřezu v krutu } W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 65^3}{16} = 53922 \text{ mm}^3$$

8.7.3 Určení dynamické a výsledné bezpečnosti

Dynamická bezpečnost z cyklického ohybu k_d je určena podle vzorce

$$k_d = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} \quad (12)$$

kde σ_{oc}^* je mez únavy pro ohyb reálné součásti a σ_o označuje ohybové napětí

$$\sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_P}{\beta_o} \quad (13)$$

kde σ_{oc} je mez únavy pro ohyb, ε_v označuje součinitel velikosti,

$\varepsilon_v = f(D)$, η_P označuje součinitel jakosti povrchu, $\eta_P = f(R_m, R_a)$ a β_o je vrubový součinitel pro ohybové napětí. Hodnoty součinitelů ε_v a η_P jsou určeny z diagramů v [11].

Vrubový součinitel β_o je vypočítán podle Thumovy teorie.

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) \cdot q \quad (14)$$

kde α_o je tvarový součinitel, $\alpha = f\left(\frac{r}{d}, \frac{D}{d}\right)$ a q je součinitel vrubové citlivosti

$q = f\left(r, R_m, \frac{R_e}{R_m}\right)$. Hodnoty součinitelů α_o a q jsou určeny z diagramů v [11].

Bezpečnost z krutu k_τ je určena podle vzorce

$$k_\tau = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_k} \quad (15)$$

kde R_e je mez kluzu a τ_k označuje krut

$$\text{Výsledná bezpečnost je } k_v = \frac{k_d \cdot k_\tau}{\sqrt{k_d^2 + k_\tau^2}} \quad (16)$$

Hodnoty bezpečností v místech nebezpečných průřezů jsou určeny podle uvedeného postupu a jsou uvedeny v tab. 9. Minimální hodnota dynamické bezpečnosti $k_{dmin} = 1,6$, minimální hodnota bezpečnosti z krutu $k_{tmin} = 2$. Všechna místa tyto podmínky splňují.

Tab. 9 – Hodnoty bezpečností a ostatních veličin v místech nebezpečných průřezů

	místo 1	místo 2	místo 3	místo 4	místo 5
d [mm]	65	75	75	65	56
D [mm]	75	75	90	90	56
σ_o [MPa]	69	71	65	46	48
τ_k [MPa]	50	33	33	50	78
r [mm]	3,5	–	1,5	2	–
$\frac{D}{d}$	1,15	–	1,2	1,38	–
$\frac{r}{d}$	0,05	–	0,02	0,03	–
α_o	2,5	–	2,3	3,1	–
q	0,6	–	0,58	0,6	–
β_o	1,9	1	1,8	2,3	2
σ_{oc}^* [MPa]	126	244	128	103	130
ε_v	0,78	0,75	0,75	0,78	0,8
η_P	0,8	0,85	0,78	0,78	0,85
k_d	1,8	3,5	2	2,3	2,7
k_τ	4,3	6,6	6,6	4,3	2,8
k_v	1,7	3,1	1,9	2	2

Vzorový výpočet pro místo 1

Dynamická bezpečnost z cyklického ohybu k_d

$$k_d = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} = \frac{126}{69} = 1,8$$

Mez únavy pro ohyb reálné součásti σ_{oc}^*

$$\sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_P}{\beta_o} = \frac{382 \cdot 0,78 \cdot 0,8}{1,9} = 126 \text{ MPa}$$

součinitel velikosti ε_v 0,78, součinitel jakosti povrch η_P = 0,8

Vrubový součinitel β_o podle Thumovy teorie.

$$\beta_o = 1 + (\alpha_o - 1) \cdot q = 1 + (2,5 - 1) \cdot 0,6 = 1,9$$

tvarový součinitel α_o = 2,5, součinitel vrubové citlivosti q = 0,6

Bezpečnost z krutu k_τ

$$k_\tau = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_k} = \frac{0,577 \cdot 373}{50} = 4,3$$

Výsledná bezpečnost je $k_v = \frac{k_d \cdot k_\tau}{\sqrt{k_d^2 + k_\tau^2}} = \frac{1,8 \cdot 4,3}{\sqrt{1,8^2 + 4,3^2}} = 1,7$

8.8 Spojení předlokové hřídele s ozubenými koly

Předloková hřídel je s ozubenými koly spojena pomocí rovnobokého drážkování podle ČSN 01 4942. Drážkování pro spojení hřídele s pastorkem i s kuželovým kolem mají shodné parametry. Parametry drážkování jsou uvedeny v tab. 10. Spojení pomocí hřídelových per není v tomto případě vhodné, protože by muselo být použito tři per.

Tab. 10 – Parametry drážkování

typ	rovnoboké drážkování
označení	16×56×65–70
počet drážek z	16
vnitřní průměr hřídele d [mm]	56
vnější průměr hřídele D [mm]	65
délka drážkování l [mm]	70
zkosení hran drážek f [mm]	0,5
šířka zubu [mm]	5
poloměr zaoblení dna [mm]	0,1

Obvodová síla působící na středním průměru D_s při přenosu kroutícího momentu $M_k = 2685 \text{ N}\cdot\text{m}$.

$$F_o = \frac{M_k}{\frac{D_s}{2}} = \frac{4 \cdot M_k}{D + d} = \frac{4 \cdot 2685}{0,065 + 0,056} = 88760 \text{ N}$$

Namáhání boků zubů měrným tlakem

$$p = \frac{F_o}{f' \cdot l} = \frac{88760}{42 \cdot 70} = 30,2 \text{ MPa}$$

Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 16 \cdot \left(\frac{65-56}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) \cdot 1 = 42 \text{ mm}^2$$

Dovolené namáhání boků zubů měrným tlakem $p_D = 150 \text{ MPa}$ pro pevné uložení, materiál o $R_m = 780 \text{ MPa}$ a tvrzené zuby. Navržené drážkové spojení vyhovuje.

$$p = 30,2 \text{ MPa} < p_D$$

8.9 Uložení předlohové hřídele

Předlohová hřídel je uložena ve dvou ložiskách. Před pastorkem s čelním ozubením je použito soudečkové ložisko. Za kolem s kuželovým ozubením je použito jednořadé válečkové ložisko. Zatížení ložisek je určeno výpočtem reakcí v uložení. Požadovaná trvanlivost ložisek je stanovena na 20000 hodin

8.9.1 Trvanlivost soudečkového ložiska

Parametry navrženého ložiska jsou uvedeny v tab. 11. Na ložisko působí radiální síla

$F_r = R_A = 50500 \text{ N}$ a axiální síla $F_a = R_{Az} = 8100 \text{ N}$. Pro určení ekvivalentního dynamického zatížení je potřeba určit poměr axiální síly F_a a radiální síly F_r a porovnat ho s výpočtovým součinitelem e .

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{8100}{50500} = 0,16 < e = 0,35$$

Ekvivalentní dynamické zatížení pro poměr $\frac{F_a}{F_r} < e$

$$P = 0,67 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a = 0,67 \cdot 50500 + 2,9 \cdot 8100 = 57325 \text{ N}$$

Pro výpočet trvanlivosti je dosazeno ekvivalentní dynamické zatížení P v kN, $P = 57,4 \text{ kN}$.

Tab. 11 – Parametry navrženého ložiska

typ	soudečkové ložisko
označení	22315 E
průměr vnitřního kroužku ložiska d [mm]	75
průměr vnějšího kroužku ložiska D [mm]	160
střední průměr ložiska d_m [mm]	117,5
celková šířka ložiska B [mm]	55
základní dynamická únosnost ložiska C [kN]	440
základní statická únosnost ložiska C_0 [kN]	475
mezní únavové zatížení ložiska P_u [kN]	48
referenční otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	3200
mezní otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	4300
výpočtový součinitel e	0,35
výpočtový součinitel Y_2	2,9

Výpočet stanovuje trvanlivost ložiska při spolehlivosti 95 %, součinitel $a_1 = 0,62$.

Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF a_{SKF} je určen z diagramu v [9] pro radiální ložiska s čárovým stykem. Součinitel $a_{SKF} = 8$.

Exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem $p = \frac{10}{3}$.

Výpočet trvanlivosti L_{nm} určuje trvanlivost v milionech otáček

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = 0,62 \cdot 8 \cdot \left(\frac{440}{57,4} \right)^{\frac{10}{3}} = 4405 \text{ mil. ot.}$$

Výpočet trvanlivosti L_{nmh} určuje trvanlivost v provozních hodinách při maximálních otáčkách předlohové hřídele $n_{h \max} = 3352 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{h \max}} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 3352} \cdot 0,62 \cdot 8 \cdot \left(\frac{440}{57,4} \right)^{\frac{10}{3}} = 21900 \text{ hod.}$$

Trvanlivost ložiska L_{nm} je 4405 milionu otáček, trvanlivost L_{nmh} je 21900 provozních hodin při maximálních otáčkách.

8.9.2 Trvanlivost válečkového ložiska

Parametry navrženého ložiska jsou uvedeny v tab. 12. Na ložisko působí radiální síla

$$F_r = R_B = 28200 \text{ N.}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$P = F_r = 28200 \text{ N}$$

Pro výpočet trvanlivosti je dosazeno ekvivalentní dynamické zatížení P v kN, $P = 28,2 \text{ kN}$.

Tab. 12 – Parametry navrženého ložiska

označení	N 219 ECP
průměr vnitřního kroužku ložiska d [mm]	95
průměr vnějšího kroužku ložiska D [mm]	170
střední průměr ložiska d_m [mm]	132,5
celková šířka ložiska B [mm]	32
základní dynamická únosnost ložiska C [kN]	255
základní statická únosnost ložiska C_0 [kN]	265
mezní únavové zatížení ložiska P_u [kN]	32,5
referenční otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	4300
mezní otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	4800

Výpočet stanovuje trvanlivost ložiska při spolehlivosti 95 %, součinitel $a_1 = 0,62$.

Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF a_{SKF} je určen z diagramu v [9] pro radiální ložiska s bodovým stykem. Součinitel $a_{SKF} = 10$.

Exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem $p = \frac{10}{3}$.

Výpočet trvanlivosti L_{nm} určuje trvanlivost v milionech otáček

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = 0,62 \cdot 10 \cdot \left(\frac{255}{28,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 9550 \text{ mil. ot.}$$

Výpočet trvanlivosti L_{nmh} určuje trvanlivost v provozních hodinách při maximálních otáčkách předlohové hřídele $n_{h \max} = 3352 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{h \max}} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 3352} \cdot 0,62 \cdot 10 \cdot \left(\frac{255}{28,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 47486 \text{ hod.}$$

Trvanlivost ložiska L_{nm} je 9550 milionu otáček, trvanlivost L_{nmh} je 47486 provozních hodin při maximálních otáčkách.

9 Návrh uložení upínací desky se sklíčidlem

Uložení upínací desky přenáší zatížení od řezného procesu a zatížení od hmotnosti obrobku a upínací desky do základů stroje, spojuje upínací desku s nepohyblivými částmi stroje. Na přesnosti a tuhosti uložení upínací desky významně závisí přesnost práce stroje. Uložení musí splňovat tyto vlastnosti a zaručit spolehlivý provoz. Typ uložení může být kluzný (hydrodynamický), valivý, hydrostatický nebo kombinace uvedených typů. Upínací deska musí být vždy vedena v radiálním i axiálním směru v obou smyslech [2].

Kluzné uložení (hydrodynamické) je možné použít pro vedení v axiálním a současně i radiálním směru. Axiální hydrodynamická ložiska obsahují segmenty s rovinnou, střechovitou nebo stupňovitou kluznou plochou. Při provozu dochází k vytvoření nosné mazací vrstvy mezi kluznými plochami segmentů a běhounem [10]. Výhodami kluzných ložisek je jednoduchá konstrukce, nízká cena, snadná montáž a také schopnost tlumit rázy a vibrace. Kluzná ložiska mají menší únosnost ve srovnání s valivými ložisky a to zejména při nízkých otáčkách, vysoké nároky na mazání, může dojít k zadření a dochází v nich k vyšším ztrátám třením.

Valivá ložiska jsou sestavena ze dvou kroužků s oběžnými drahami, z valivých těles, klece a případně těsnění [10]. Jsou značně rozšířena a existuje jich velké množství typů pro použití v nejrůznějších aplikacích. Uložení ve valivých ložiskách vykazuje vysokou účinnost a spolehlivost, nízké tření a opotřebení a jednoduchou montáž a údržbu. Nevýhodou je netlumení rázů a vibrací, a také větší rozměry a hmotnost.

V hydrostatických ložiskách nedochází ke kontaktu, proto nevykazují opotřebení a mají tichý chod. Konstrukční řešení hydrostatického uložení je ovšem komplikované a zahrnuje hydraulický obvod. Mezi další nevýhody patří náročná údržba, relativně vysoká poruchovost a vysoké pořizovací a provozní náklady.

9.1 Zatížení

V radiálním směru působí na uložení především složky řezné síly – pasivní složka F_p a řezná složka F_c . V axiálním směru působí na uložení kromě posuvové složky řezné síly F_f ještě zatížení od hmotnosti upínací F_{ud} desky a obrobku F_o . Při obrábění válcových ploch o průměru blízkému průměru upínací desky mohou vzniknout klopné momenty způsobující vznik vzhůru působící axiální síly.

Uložení přenáší dané zatížení po dobu provozu – minimálně 30000 hodin. Stroj nepracuje vždy pod maximálním zatížením (otáčky sklíčidla, řezná síla, kroutící moment, hmotnost obrobku), na uložení nepůsobí vždy maximální zatížení. Pro výpočet trvanlivosti v provozních hodinách se uvažuje maximální silové zatížení při středních otáčkách $n_{st} = 200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

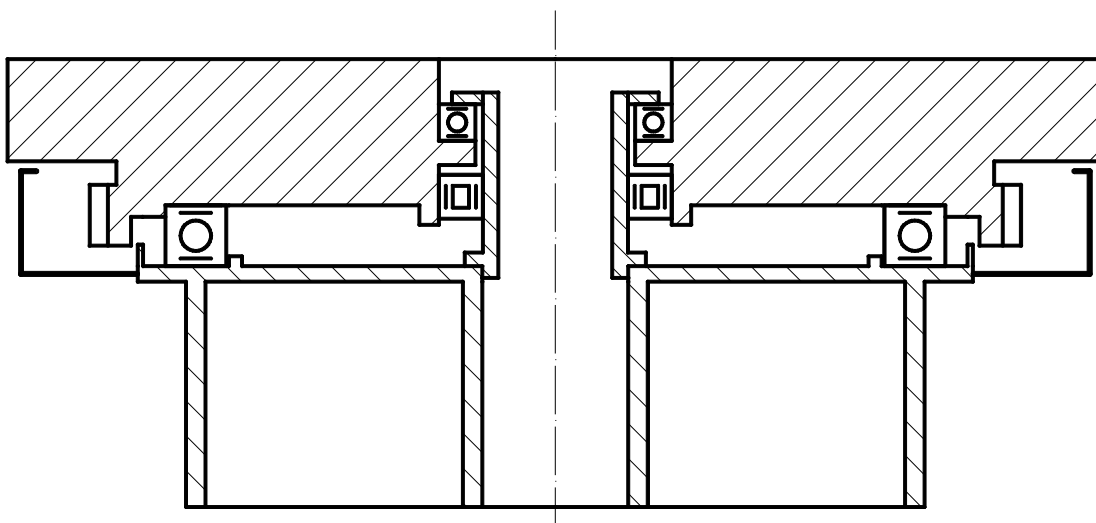
9.2 Typ uložení

Zvolený typ uložení je valivý – upínací deska je uložena ve valivých ložiskách. Použitý typ ložisek musí mít vysokou přesnost chodu a vysokou tuhost. Ostatní typy uložení uvedené v úvodu kapitoly 9 jsou méně vhodné. Se zvětšujícími se rozměry se rozdíl v ceně mezi kluzným (hydrodynamickým) a valivým ložiskem zvyšuje ve prospěch kluzného. Kluzných prvků uložení je vhodné použít pro zachycení axiálních sil ve směru dolů při průměru upínací desky větším než cca 3000 mm. V těchto případech by bylo valivé ložisko výrazně dražší nebo ložisko takové velikosti neexistuje.

9.3 Uspořádání a typ ložisek

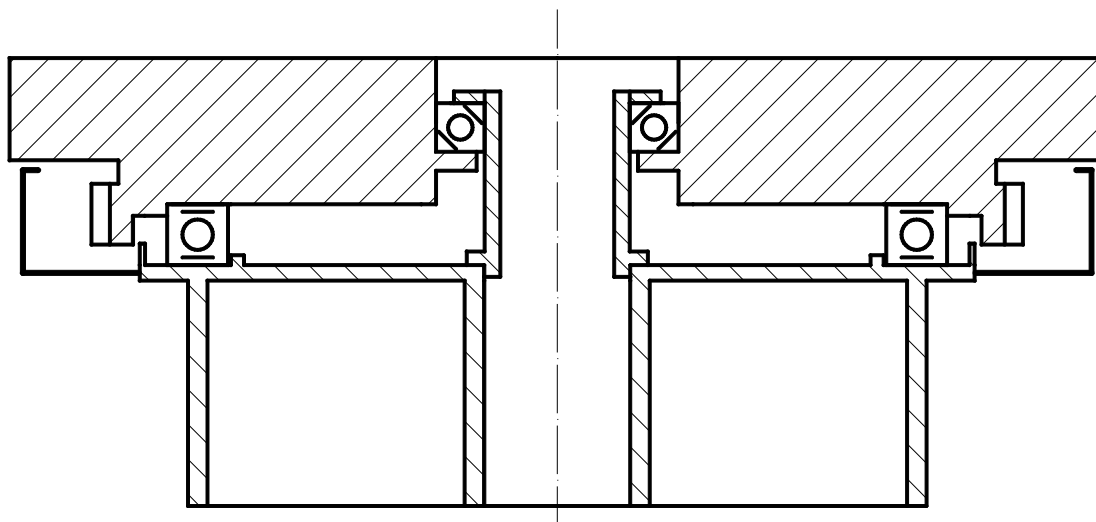
Je uvedeno šest možností uspořádání ložisek a řešení souvisejících částí. Možnosti řešení uložení jsou znázorněny na obr. 27, 28, 29, 30, 31 a 32. Základem všech variant je velké ložisko mezi ložem a upínací deskou, které má zajistit zachycení axiálních sil ve směru dolů. Navržena jsou axiální kuličková ložiska nebo kuželíková ložiska. Pro radiální zajištění slouží válečková ložiska, případně kuličková ložiska s kosoúhlým stykem nebo kuželíková ložiska. V případě radiálního uložení ve válečkových ložiskách tvoří axiální zajištění směrem vzhůru menší axiální ložisko. V ostatních případech mohou ložiska radiálního uložení přenášet i axiální zatížení směrem vzhůru.

Možnost 1 na obr. 27 obsahuje velké axiální kuličkové ložisko pro zachycení axiálních sil ve směru dolů, jednořadé válečkové ložisko pro zachycení radiálních sil, pro zachycení axiálních sil ve směru vzhůru slouží další, menší axiální kuličkové ložisko.



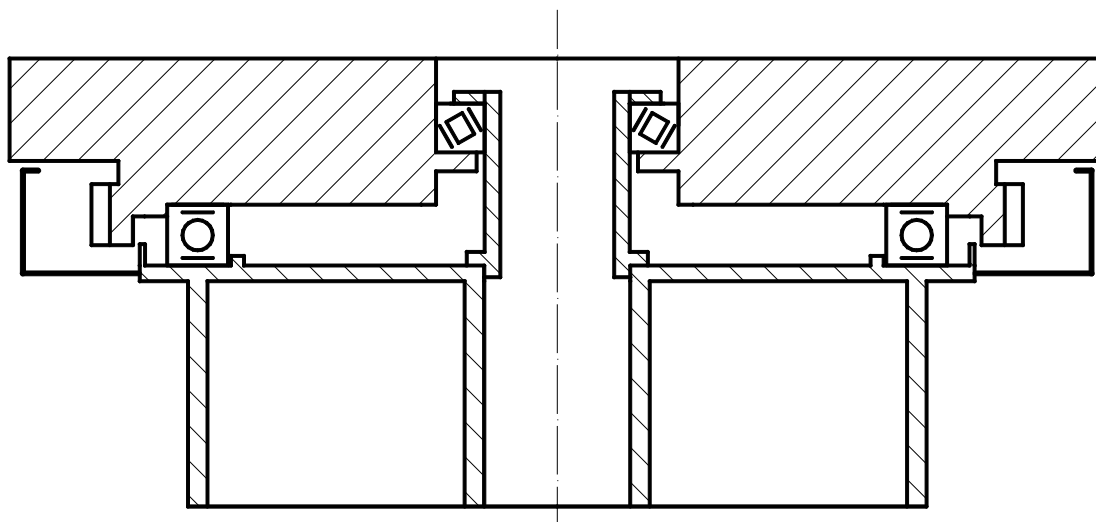
Obr. 27 – Průřez uložením upínací desky

Možnost 2 na obr. 28 obsahuje velké axiální kuličkové ložisko pro zachycení axiálních sil ve směru dolů, pro zachycení radiálních sil a axiálních sil ve směru vzhůru slouží jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem.



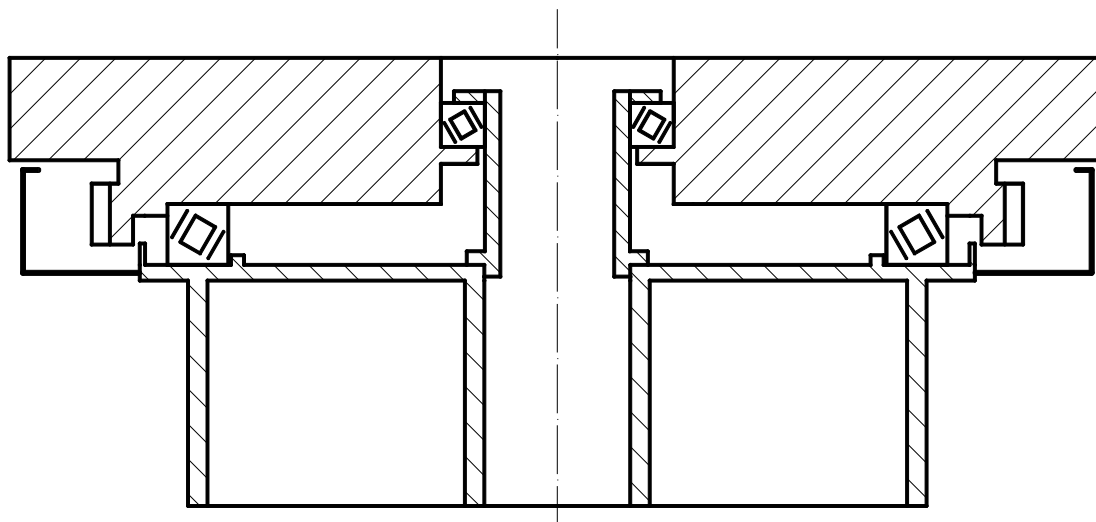
Obr. 28– Průřez uložením upínací desky

Možnost 3 na obr. 29 obsahuje velké axiální kuličkové ložisko pro zachycení axiálních sil ve směru dolů, pro zachycení radiálních sil a axiálních sil ve směru vzhůru slouží jednořadé kuželíkové ložisko.



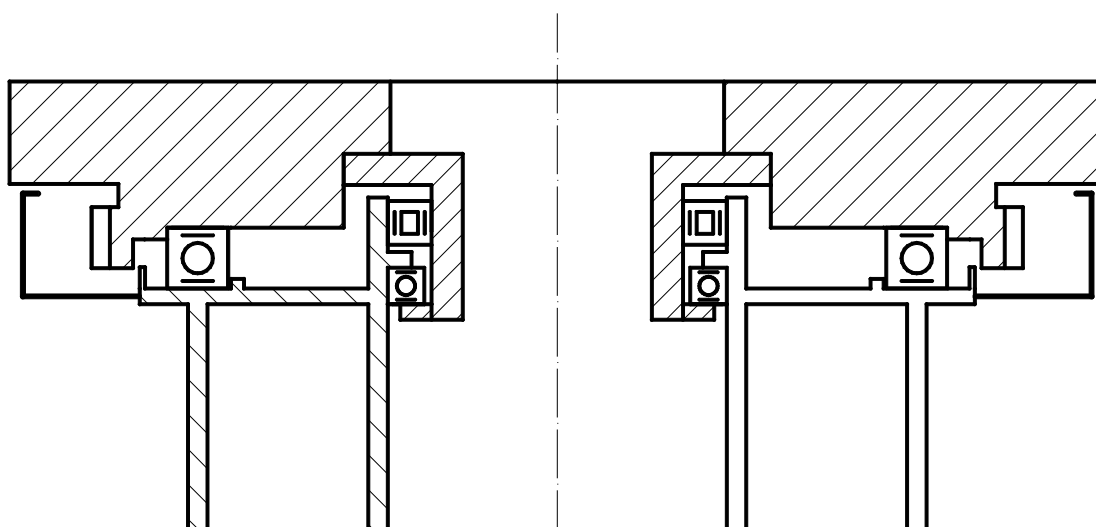
Obr. 29 – Průřez uložením upínací desky

Možnost 4 na obr. 30 obsahuje dvojici kuželíkových ložisek. Axiální síly ve směru dolů zachycuje velké kuželíkové ložisko, axiální síly ve směru nahoru zachycuje malé kuželíkové ložisko. Radiální síly a zachycují obě ložiska.



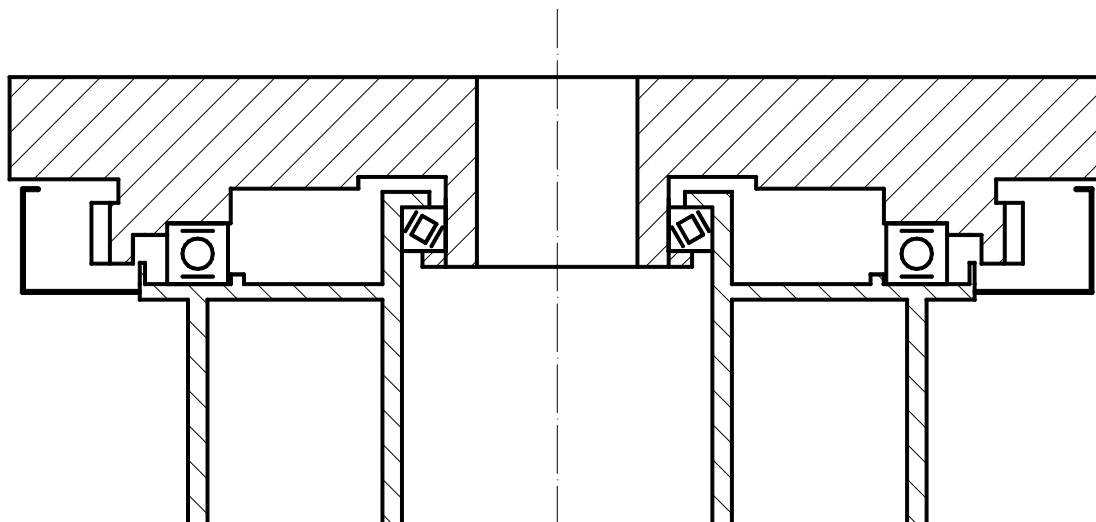
Obr. 30 – Průřez uložením upínací desky

Možnost 5 na obr. 31 obsahuje velké axiální kuličkové ložisko pro zachycení axiálních sil ve směru dolů, jednořadé válečkové ložisko pro zachycení radiálních sil, pro zachycení axiálních sil ve směru vzhůru slouží další, menší axiální kuličkové ložisko.



Obr. 31 – Průřez uložením upínací desky

Možnost 6 na obr. 32 obsahuje velké axiální kuličkové ložisko pro zachycení axiálních sil ve směru dolů, pro zachycení radiálních sil a axiálních sil ve směru vzhůru slouží kuželíkové ložisko.



Obr. 32 – Průřez uložením upínací desky

9.4 Charakteristika vybraných typů ložisek

- Jednosměrná axiální kuličková ložiska jsou složena z hřídelového kroužku, tělesového kroužku a klece s kuličkami. Ložiska jsou rozebíratelná a jejich montáž je snadná – kroužky a klec s kuličkami je možné namontovat samostatně. Jednosměrná axiální kuličková ložiska přenáší pouze axiální zatížení v jednom směru. Nesmí na ně působit radiální zatížení. Axiální kuličkové ložiska se vyznačují vysokou přesností chodu a uspokojivou tuhostí [9].
- Oběžné dráhy vnějšího a vnitřního kroužku kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem jsou vzájemně posunuty ve směru osy ložiska. Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem se vyznačují vysokou přesností chodu a uspokojivou tuhostí [9]. Ložiska jsou rozebíratelná a jejich montáž je snadná. Mohou přenášet kombinované zatížení – radiální a axiální v jednom směru.
- Válečkové ložiska se vyznačují vysokou přesností chodu a vysokou tuhostí. Mohou přenášet velké radiální zatížení, a to vyšší než kuličková ložiska stejných rozměrů. Válečkové ložiska nemohou přenášet axiální zatížení.
- Kuželíková ložiska mají vyšší únosnost než kuličková ložiska s kosoúhlým stykem ale také nižší přesnost chodu. Jsou vhodné pro přenos kombinovaného zatížení. Oběžné dráhy na vnějším a vnitřním kroužku jsou kuželové, valivá tělesa mají tvar kuželů. Jednořadá kuželíková ložiska jsou rozebíratelná na dvě části – na vnější kroužek a na vnitřní kroužek s kuželíky a klecí.

9.5 Zvolené řešení uložení

Nejvhodnější je řešení podle varianty 2 – z technicko ekonomického hlediska je nevýhodnější. Typ uložení vyhovuje požadavkům přesnosti a tuhosti. Řešení obsahuje dvě ložiska, montáž a ustavení je jednoduché. Konstrukce ostatních prvků uložení je vyhovující, k radiálnímu ložisku je dostatečný přístup pro montáž, ustavení anebo pro případnou výměnu.

9.6 Rozměry a parametry navržených ložisek

V tab. 13 a 14 jsou uvedeny významné rozměry a parametry navržených ložisek pro uložení upínací desky.

Tab. 13 – Parametry ložiska

typ	axiální kuličkové ložisko
označení	SKF 510/950 M
průměr vnitřního kroužku ložiska d [mm]	950
průměr vnějšího kroužku ložiska D [mm]	1080
střední průměr ložiska d_m [mm]	1015
celková výška ložiska H [mm]	63
základní dynamická únosnost ložiska C [kN]	540
základní statická únosnost ložiska C_0 [kN]	5100
mezní únavové zatížení ložiska P_u [kN]	60
referenční otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	480
mezní otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	670
součinitel minimálního zatížení A	140
hmotnost [kg]	52

Tab. 14 – Parametry ložiska

typ	kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem
označení	SKF 7240 BCBM
průměr vnitřního kroužku ložiska d [mm]	200
průměr vnějšího kroužku ložiska D [mm]	360
střední průměr ložiska d_m [mm]	280
celková šířka ložiska B [mm]	58
základní dynamická únosnost ložiska C [kN]	325
základní statická únosnost ložiska C_0 [kN]	430
mezní únavové zatížení ložiska P_u [kN]	11
referenční otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	1800
mezní otáčky [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]	200
hmotnost [kg]	25

9.7 Výpočet trvanlivosti ložisek

Výpočet trvanlivosti ložiska je proveden podle [9]. Trvanlivost valivých ložisek je podle [9] definována jako „počet otáček nebo provozních hodin, při dané rychlosti otáčení které ložisko vykoná než se projeví první známky únavy materiálu“. Trvanlivost je dána dílčími trvanlivostmi oběžných drah, valivých těles, klece, maziva a těsnění.

Základní trvanlivost ložiska L_{10}

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (17)$$

Výpočet trvanlivosti L_{nm} určuje trvanlivost v milionech otáček

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (18)$$

Výpočet trvanlivosti L_{nmh} určuje trvanlivost v provozních hodinách

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{nm} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (19)$$

Základní dynamická únosnost ložiska C udává zatížení, při kterém dosáhne ložisko základní trvanlivosti 10^6 otáček. Ekvivalentní dynamické zatížení P je podle [9] „hypotetické, neproměnné zatížení působící u radiálních ložisek v radiálním směru a u axiálních ložisek v axiálním směru v ose ložiska, které má na trvanlivost stejný vliv jako skutečná zatížení působící na ložisko“. p je exponent rovnice trvanlivosti, pro ložiska s bodovým stykem $p=3$.

Součinitel spolehlivosti a_1 upravuje trvanlivost ložiska pro spolehlivost vyšší než 90 %, pro spolehlivost 90% se $a_1 = 1$.

Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF a_{SKF} upravuje základní trvanlivost tak, že zohledňuje další provozní faktory. Součinitel a_{SKF} závisí na součiniteli znečištění η_C , mezním únavovém zatížení P_u ,

ekvivalentním dynamickým zatížením ložiska P a viskozním poměru κ . $a_{SKF} = f\left(\eta_C, \frac{P_u}{P}, \kappa\right)$.

Součinitel znečištění η_C zohledňuje vliv úrovně znečištění maziva na trvanlivost ložiska. Ovlivnění trvanlivosti ložiska znečištěním závisí na velikosti ložiska, typu a rozmístění nečistot, vlastnostech a

množství maziva. Poměr $\frac{P_u}{P}$ vyjadřuje poměr mezního únavového zatížení ložiska P_u a

ekvivalentního dynamického zatížení ložiska P . Viskózní poměr κ vyjadřuje kvalitu mazání.

9.7.1 Trvanlivost axiálního kuličkového ložiska

Axiální kuličkové ložisko je zatěžováno posuvovou složkou řezné síly F_f , hmotností upínací desky se sklíčidlem a hmotností obrobku. Posuvová složka řezné síly $F_f = 15000 \text{ N}$. Hmotnost upínací desky se sklíčidlem m_{ud} se uvažuje $m_{ud} = 2500 \text{ kg}$, potom bude ložisko zatěžovat síla F_{ud} . Maximální hmotnost polotovaru obrobku $m_{max} = 5000 \text{ kg}$, potom bude ložisko zatěžovat síla F_{ob} .

$$F_{ud} = m_{ud} \cdot g = 2500 \cdot 9,81 = 24525 \text{ N}$$

$$F_{ob} = m_{max} \cdot g = 5000 \cdot 9,81 = 49050 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení P

$$P = F_a = F_f + F_{ud} + F_{ob} = 15000 + 24525 + 49050 = 88575 \text{ N}$$

Pro výpočet trvanlivosti je dosazeno ekvivalentní dynamické zatížení P v kN, $P = 88,6 \text{ kN}$.

Výpočet stanovuje trvanlivost ložiska při spolehlivosti 99 %, součinitel $a_1 = 0,21$.

Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF a_{SKF} je určen z diagramu v [9] pro axiální ložiska s bodovým stykem. Součinitel $a_{SKF} = 10$.

Za předpokladu „normálních“ provozních podmínek pro ložisko o středním průměru $d_m = 1015 \text{ mm}$

lze součinitel znečištění přibližně určit $\eta_c = 0,65$. Výraz $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$ udává hodnotu potřebnou pro

určení součinitele a_{SKF} z diagramu, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,65 \cdot \frac{60}{88,6} = 0,44$.

Viskózní poměr $\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{46}{12} = 3,8$. Předpokladem je, že skutečná provozní viskozita maziva ν je

$46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Viskozita ν_1 je minimální viskozita, při které mazivo zabezpečuje správné mazání.

Závisí na velikosti ložiska a rychlosti otáčení, je určena z diagramu pro střední průměr ložiska $d_m = 1015 \text{ mm}$ a provozní otáčky $200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. $\nu_1 = 12 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Výpočet trvanlivosti L_{nm} v milionech otáček

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = 0,21 \cdot 10 \cdot \left(\frac{540}{88,6} \right)^3 = 475 \text{ mil. ot.}$$

Výpočet trvanlivosti L_{nmh} v provozních hodinách při středních otáčkách skříčidla n_s

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \cdot L_{nm} = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \cdot 0,21 \cdot 10 \cdot \left(\frac{540}{88,6} \right)^3 = 39654 \text{ hod}$$

Trvanlivost ložiska L_{nm} je 475 milionů otáček, trvanlivost L_{nmh} je 39654 provozních hodin při maximálních otáčkách skříčidla a je vyšší než nejmenší přijatelná trvanlivost. Trvanlivost je stanovena pro spolehlivost 99 % a pravděpodobnost poruchy 1 %.

9.7.2 Kontrola minimálního axiálního zatížení axiálního kuličkového ložiska

Pro zajištění správného chodu musí na ložisko působit určité minimální axiální zatížení F_{am} .

Význam minimálního zatížení vzrůstá při vysokých otáčkách. Setrvačné síly mohou nepříznivě působit při odvalování kuliček a tak může dojít k poškození ložiska [9]. Součinitel minimálního zatížení pro dané axiální kuličkové ložisko $A = 140$.

Minimální axiální zatížení F_{am} při maximálních otáčkách skříčidla n_{max}

$$F_{am} = A \cdot \left(\frac{n_{max}}{1000} \right)^2 = 140 \cdot \left(\frac{400}{1000} \right)^2 = 22,4 \text{ kN}$$

Z tohoto hlediska ložisko vyhovuje – pro kontrolu samotná upínací deska se skříčidlem zatěžuje ložisko silou 24,5 kN.

9.7.3 Trvanlivost kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem

Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem je zatěžováno v radiálním směru pasivní složkou řezné síly F_p a řeznou složkou řezné síly F_c . Pasivní složka řezné síly $F_p = 30000 \text{ N}$, řezná složka řezné síly $F_p = 60000 \text{ N}$. Za určitých podmínek může na ložisko působit i axiální síla, která nemá na trvanlivost zásadní vliv a není ve výpočtu uvažována.

Ekvivalentní dynamické zatížení P

$$P = F_r = \sqrt{F_p^2 + F_c^2} = \sqrt{30000^2 + 60000^2} = 67082 \text{ N}$$

Pro výpočet trvanlivosti je dosazeno ekvivalentní dynamické zatížení P v kN, $P = 67 \text{ kN}$.

Výpočet stanovuje trvanlivost ložiska při spolehlivosti 95 %, součinitel $a_1 = 0,62$.

Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF a_{SKF} je určen z diagramu v [9] pro radiální ložiska s bodovým stykem. Součinitel $a_{SKF} = 7$.

Za předpokladu „normálních“ provozních podmínek pro ložisko o středním průměru $d_m = 280$ mm

lze součinitel znečištění přibližně určit $\eta_c = 0,65$. Výraz $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$ udává hodnotu potřebnou pro

určení součinitele a_{SKF} z diagramu, $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,65 \cdot \frac{11}{67} = 0,1$.

Viskózní poměr $\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{150}{30} = 5$. Předpokladem je, že skutečná provozní viskozita maziva ν je $150 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$. Viskozita ν_1 je minimální viskozita, při které mazivo zabezpečuje správné mazání. Závisí na velikosti ložiska a rychlosti otáčení, je určena z diagramu pro střední průměr ložiska $d_m = 280$ mm a provozní otáčky $200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. $\nu_1 = 30 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Výpočet trvanlivosti L_{nm} v milionech otáček

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p = 0,62 \cdot 7 \cdot \left(\frac{325}{67} \right)^3 = 493 \text{ mil. ot.}$$

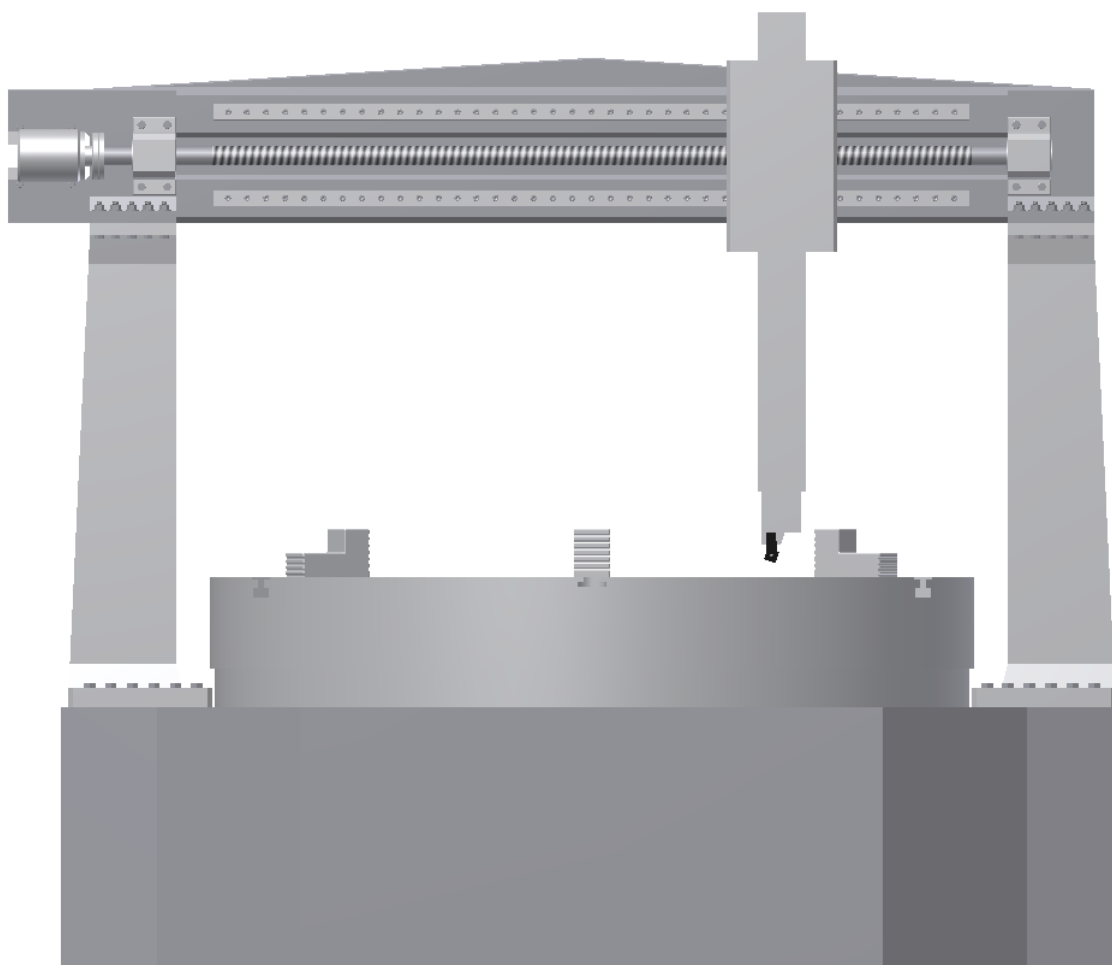
Výpočet trvanlivosti L_{nmh} v provozních hodinách při středních otáčkách skřídla n_s

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \cdot L_{nm} = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \cdot 0,62 \cdot 7 \cdot \left(\frac{325}{67} \right)^3 = 41128 \text{ hod}$$

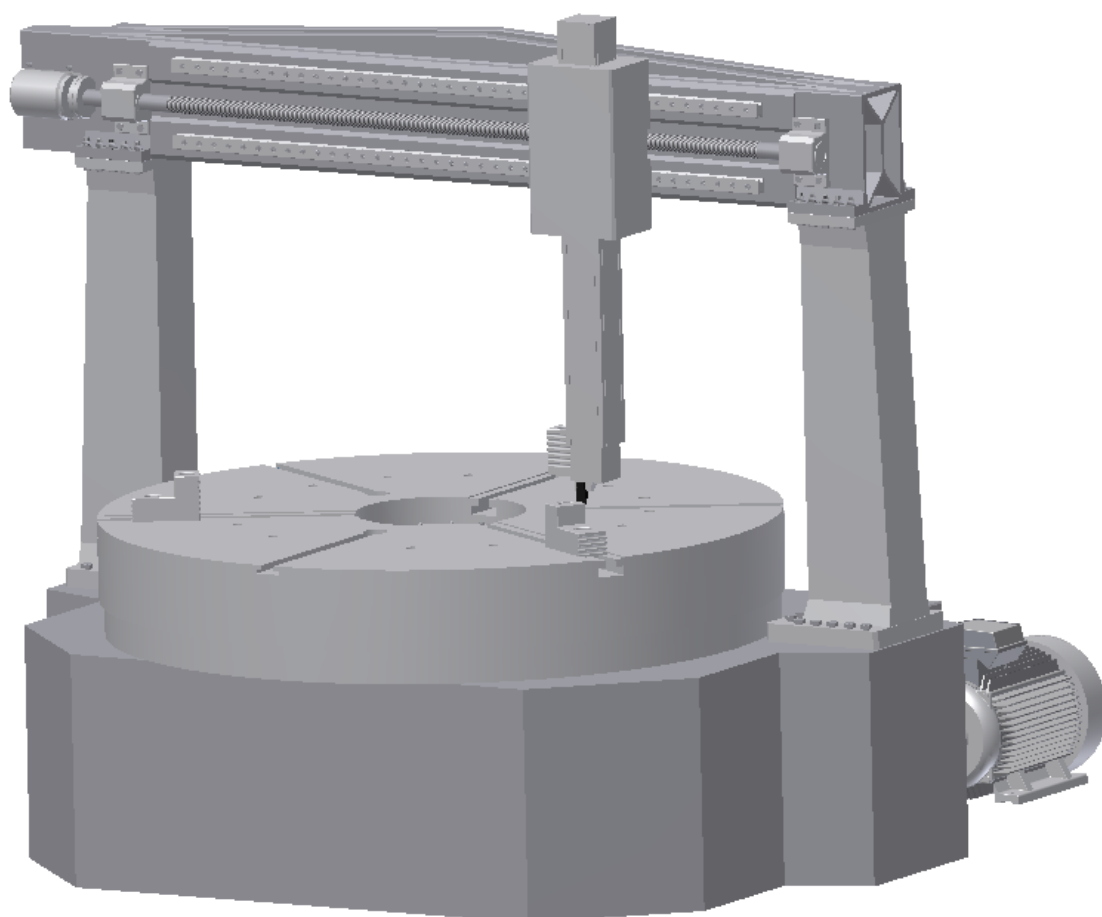
Trvanlivost ložiska L_{nm} je 493 milionů otáček, trvanlivost L_{nmh} je 41128 provozních hodin při maximálních otáčkách skřídla a je vyšší než nejmenší přijatelná trvanlivost. Trvanlivost je stanovena pro spolehlivost 95 % a pravděpodobnost poruchy 5 %.

10 Diskuze výsledků a závěr

Řešený svislý soustruh pro opracování železničních kol se řadí mezi specializované obráběcí stroje. Specializace na produkci konkrétního výrobku ovlivňuje konstrukční řešení některých částí stroje. Příčnick je nepřestavitelný, se stojanem tvoří pevný celek. Soustruh je schopen opracovávat železniční kola do průměru 1400 mm. Maximální výška soustružení je 400 mm. Rám soustruhu je dvoustojanový, jeho části jsou odlity z litiny. Náhon upínací desky zajišťuje dvojice elektromotorů. Uložení upínací desky je valivé, tvořené axiálním kuličkovým ložiskem a kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem. Pohyb suportu dává samostatný pohon prostřednictvím kuličkového šroubu. Posuv smykadla je řešen lineárním elektromotorem. Model stroje je na obr. 33 a 34.



Obr. 33 – Model stroje



Obr. 34 – Model stroje

11 Použitá literatura

- [1] Marek, J. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Praha : *MM Průmyslové spektrum, Speciální vydání MMPublishing*, 2006. 282 s. ISSN 1212-2572.
- [2] Ženíšek, J.; Kratochvíl, J.; Vacek, V.; Zeiba, B. *Teorie a konstrukce výrobních strojů II : Obráběcí stroje*. Praha : SNTL, 1988. 400 s.
- [3] Říčka, J.; Bulla, V. *Technologie obrábění*. Praha : SNTL, 1979. 280 s.
- [4] Šebela, A. *Výrobní stroje – I. díl – obráběcí stroje*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, 1991, 267s.
- [5] Štulpa, M. *CNC obráběcí stroje a jejich programování*. Praha : BEN – technická literatura, 2006. 126 s. ISBN 80-7300-207-8.
- [6] Bilík, O. *Obrábění I : I. díl*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2001, 136 s. ISBN 80-7078-811-9.
- [7] Kratochvíl, J. *Obráběcí a tvářecí stroje*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1979. 246 s.
- [8] Kratochvíl, J. *Obráběcí stroje*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1982. 231 s.
- [9] Hlavní katalog SKF
- [10] Bolek, A.; Kochman, J. a kol. *Části strojů : I. svazek*. Praha : SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. 776 s.
- [11] Moravec, V.; Pišťáček, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007, dotisk 1. vydání. ISBN 987-80-248-0980-9. 102 s.

12 Přílohy

Příloha č. 1 – výkres celkové sestavy stroje

Příloha č. 2 – výkres sestavy pohonu

Příloha č. 3 – výkres sestavy uložení

Příloha č. 4 – výkres středního dílu uložení

Příloha č. 5 – výkres čelního pastorku

Příloha č. 6 – výkres kuželového kola

Příloha č. 7 – výkres předlohové hřídele

Příloha č. 8 – výstup výpočtu ozubeného věnce a pastorku a výpočtu kuželových kol